

Trabajo Fin de Grado

Análisis y dimensionamiento de los componentes del brazo mecánico de una retroexcavadora con una profundidad de excavación de 3'5 metros y una capacidad de cazo 240 Kg.

Analysis and sizing of the main components of the mechanical arm of a backhoe with a maximum digging depth of 3'5 meters and a load bucket capacity of 240 Kg.

Autor

Diego Valero Herrero

Director

Javier Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza

2019

Resumen

El trabajo desarrollado se basa en el dimensionamiento del brazo mecánico de una retroexcavadora.

El proceso de cálculo se inicia partiendo de una estructura conocida, es decir, se conocen la distancia entre los puntos de articulación y aquellos que se consideran críticos para el correcto desarrollo de la actividad para la cual ha sido diseñado el brazo.

La finalidad del trabajo es el dimensionamiento de los parámetros geométricos que van a permitir que el brazo pueda funcionar correctamente. Entre los parámetros a dimensionar se encuentran: diámetro de los pasadores, espesor de chapas, elección de cilindros hidráulicos, anchura de las chapas de apoyo, espesor de las diversos componentes.

Una vez que han sido dimensionados todos los componentes que forman parte del brazo se modelizan en 3D y se realizan análisis estáticos sobre estos, utilizando el método de elementos finitos. Estos análisis estáticos se realizan para las posiciones más desfavorables de trabajo de cada componente, comprobando que en ningún caso se supera el límite elástico del material, y que efectivamente se mantiene el coeficiente de seguridad asignado en la fase de dimensionamiento.

Índice

1.	Introducción	1
1.1.	Objeto	1
1.2.	Alcance	1
1.3.	Estimación de cálculos	1
1.4.	Proceso de cálculo	2
1.5.	Anexos.....	3
2.	Antecedentes	5
2.1.1.	Excavadoras hidráulicas.....	5
2.1.1.1.	Retroexcavadoras.....	5
2.1.1.2.	Componentes principales del brazo articulado analizado.	7
3.	Proceso de cálculo.....	9
3.1.	Datos de partida.....	9
3.2.	Fase I: Distribución de esfuerzos.	14
3.2.1.	Selección de posiciones críticas de cálculo	14
3.2.2.	Distribución de esfuerzos.....	15
3.2.3.	Descripción de uso de MEFI.....	15
3.3.	Conclusión Fase I	17
3.4.	Fase II: Cálculo de esfuerzos reales	18
3.4.1.	Selección de cilindros hidráulicos	18
3.4.2.	Cálculo del cilindro limitante	21
3.4.3.	Cálculo de la fuerza máxima de excavación	23
3.4.4.	Diagramas de esfuerzos reales.....	25
3.5.	Conclusión Fase II	26
3.6.	Fase III: Dimensionamiento de componentes	27
3.6.1.	Pluma	27
3.6.1.1.	Pasadores.....	28
3.6.1.2.	Chapas de apoyo Laterales	31

3.6.1.3.	Chapa de apoyo Central.....	37
3.6.1.4.	Cuerpo principal	40
3.6.2.	Brazo	43
3.6.2.1.	Pasadores.....	44
3.6.2.2.	Chapa de apoyo Lateral	46
3.6.2.3.	Chapa de apoyo central	48
3.6.2.4.	Balancín.....	51
3.6.2.5.	Cuerpo principal	52
3.7.	Comprobación elementos finitos	54
3.7.1.	Pluma	55
3.7.2.	Brazo	60
3.7.3.	Balancín	64
4.	Conclusión	66
5.	Bibliografía.....	67

1. Introducción

1.1. Objeto

Analizar y dimensionar un brazo articulado de una retroexcavadora hidráulica proporcionando una solución que cumpla con los requisitos que aseguran su funcionamiento óptimo. Para el diseño del brazo se va a tomar como base las longitudes dadas y definidas a partir de una máquina similar. El conocimiento de estas dimensiones va a permitir definir por completo el movimiento del brazo y por tanto facilitar el cálculo.

1.2. Alcance

El alcance del proyecto integra:

- Cálculo de fuerzas máximas de excavación para las diferentes posiciones.
- Cálculo de diagramas de esfuerzos.
- Selección del material de construcción.
- Selección de los cilindros hidráulicos.
- Diseño de los pasadores.
- Dimensionamiento de la sección resistente del brazo y la pluma: sección rectangular hueca.
- Diseño de las chapas de apoyo.
- Diseño del balancín.
- Comprobación por elementos finitos.

Queda fuera del alcance del proyecto el diseño del cazo, el sistema de alimentación de los cilindros hidráulicos y el resto de las componentes que no pertenecen al brazo de la retroexcavadora.

1.3. Estimación de cálculos

En este proyecto se han desarrollado estudios relacionados con diversos campos de la Ingeniería Mecánica:

Todos los estudios que se han realizado sobre el brazo mecánico son de tipo estático. Se han analizado, mediante herramientas CAD las trayectorias de los distintos componentes del brazo, con el fin de definir las distintas posiciones a analizar.

Los estudios estáticos se han realizado en diferentes posiciones. Para ello se ha seleccionado un número representativo de la infinitas posiciones del brazo, correspondientes a las diversas maniobras de operación

Estos estudios estáticos han despreciado el peso de los componentes, por tanto, se desconocen los centros de gravedad, se ha tomado esta aproximación debido a que las fuerzas externas que soportan los componentes son mucho mayores que su propio peso.

Los coeficientes de seguridad empleados han sido de dos tipos, igual a 2,5 para el cálculo de pasadores e igual a 2 para el dimensionamiento del resto de parámetros. Los pasadores son elementos esenciales que aseguran el enlace entre los componentes, por eso se toma un factor de seguridad mayor. Además, en este proyecto las comprobaciones numéricas únicamente se van a realizar sobre las componente principales del brazo, por lo que se aseguran los pasadores con un coeficiente de seguridad más elevado.

Por otro lado, en los aspectos relacionados con la resistencia de materiales, se ha tomado como criterio de fallo la teoría de esfuerzo cortante máximo, empleando el valor de tensión de fluencia a la hora de determinar el coeficiente de seguridad.

Esta teoría afirma que el fallo por fluencia empieza cuando, en un elemento mecánico, el esfuerzo cortante máximo llega a ser igual al esfuerzo cortante máximo en una probeta de ensayo a tensión, cuando este espécimen empieza a ceder. Así en el caso de tensión pura de un espécimen normalizado para el ensayo de tensión la fluencia empieza cuando:

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_F}{2}$$

Para fines prácticos, un diseño seguro es cuando:

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_{s,f}}$$

1.4. Proceso de cálculo

El objetivo de diseño de los diversos componentes se ha logrado dividiendo el proceso de cálculo en etapas. Las etapas que comprenden este proceso son las siguientes:

- Fase I: Distribución de esfuerzos.
 - Elección de posiciones de cálculo más desfavorables.
 - Cálculo de esfuerzos soportados por los elementos que componen el brazo suponiendo una fuerza de excavación igual a 10 N.

- Fase II: Cálculo de esfuerzos reales
 - Selección de cilindro hidráulicos.
 - Cilindro Limitante.
 - Cálculo de la fuerza máxima de excavación.
 - Diagrama de esfuerzos reales.
- Fase III: Dimensionamiento de componentes
 - Pluma:
 - Pasadores
 - Chapas de apoyo
 - Espesor
 - Dimensiones
 - Sección Pluma
 - Brazo:
 - Pasadores
 - Chapas de apoyo
 - Espesor
 - Dimensiones
 - Balancín
 - Sección Brazo
- Comprobaciones mediante el método de elementos finitos.

1.5. Anexos

Los anexos adjuntos a la memoria permiten el seguimiento de algunas de las fases del proceso de cálculo en detalle, estos documentos se han separado de la memoria ya que no son determinantes a la hora de entender el desarrollo del proyecto. Sin embargo, tienen gran importancia a la hora de obtener resultados.

- ANEXO I – Representación de las posiciones de cálculo.
Representación gráfica de cada una de las posiciones de cálculo, para la cuales se han obtenido las fuerzas máximas de excavación y los diagramas de esfuerzos.
- ANEXO II – Descripción de uso de MEFI.
Especifica cada uno de los pasos que se han seguido para representar los estudios estáticos en cada una de las posiciones en el software MEFI.

- ANEXO III – Diagramas de esfuerzos reales.
Muestra los resultados obtenidos directamente desde MEFI, esfuerzos que soporta cada uno de los componentes que participa en el diseño.
- ANEXO IV – Uso de tablas EXCEL para la realización de cálculos.
Gran parte del proceso de cálculo se ha realizado mediante tablas de EXCEL, en este anexo se describe la forma en la que se han organizado estas tablas.
- ANEXO V – Descripción de uso de SolidWorks
Descripción del proceso previo a la obtención resultados numéricos realizados a través de la herramienta de cálculo de SolidWorks.

2. Antecedentes

2.1.1. Excavadoras hidráulicas

Las excavadoras hidráulicas son máquinas diseñadas para excavar y cargar, reciben este nombre debido a que su equipo de trabajo se mueve mediante cilindros impulsados por un sistema hidráulico. A parte de llevar a cabo operaciones de movimiento de tierra, gracias a numerosos accesorios, puede ser utilizada para cortar o romper otro tipo de materiales como roca u hormigón.

Aunque una excavadora es un vehículo autopropulsado, es decir, es capaz de desplazarse de un lugar a otro, su posición de trabajo permanece invariable. Esto es lo que la diferencia de otros tipos de máquinas. Cuando la excavación a realizar sale de su alcance, el conjunto de la máquina se traslada a una nueva posición de trabajo, pero no excava durante ese desplazamiento.

Todas las excavadoras hidráulicas están formadas por tres grupos funcionales. *Figura 1.*



Figura 1. Ejemplo excavadora

2.1.1.1. Retroexcavadoras

La retroexcavadora se considera una variante de excavadora hidráulica, posee los grupos funcionales de una excavadora hidráulica, además, incorpora en la parte delantera una pala

cargadora. La retroexcavadora es una máquina que se utiliza para realizar excavaciones en terrenos, está desempeñando su labor enterrando la cuchara o pala con la que extrae tierra u otros materiales depositados en el suelo, posteriormente los arrastra y los deposita en su interior. Este tipo de máquinas se utilizan especialmente en el sector de la construcción, en concreto son empleadas para abrir surcos donde se colocarán tuberías, instalaciones eléctricas o drenajes.

En la *Figura 2*. Se puede apreciar cada uno de los grupos que forman la retroexcavadora.

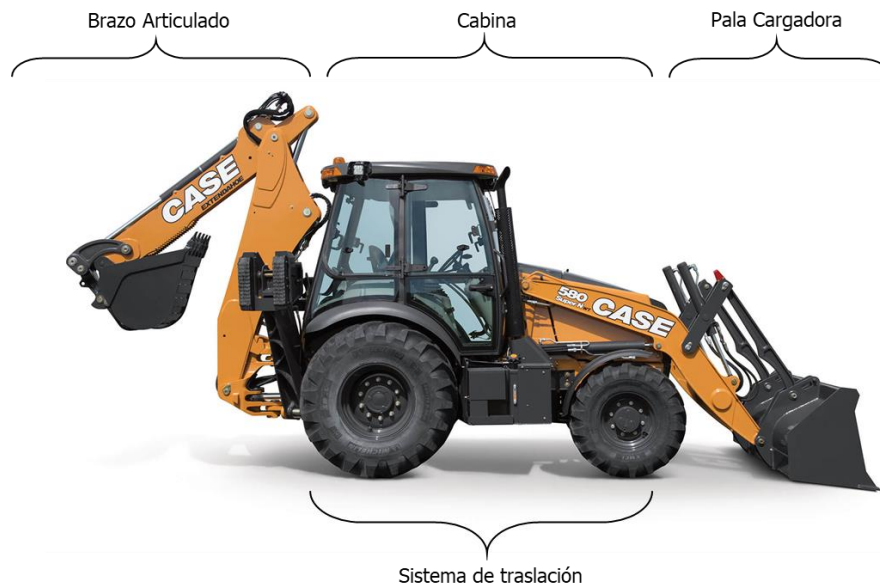


Figura 2. Ejemplo retroexcavadora.

1. Sistema de tracción: permite el desplazamiento y sirve de base para la cabina. Existen dos formas de tracción:
 - Mediante orugas: velocidades de desplazamiento entre 0 y 3km/h, otorga una mayor adherencia con el terreno. Utilizadas cuando las condiciones del terreno son muy desfavorables y además se trabaja con maquinaria de gran capacidad.

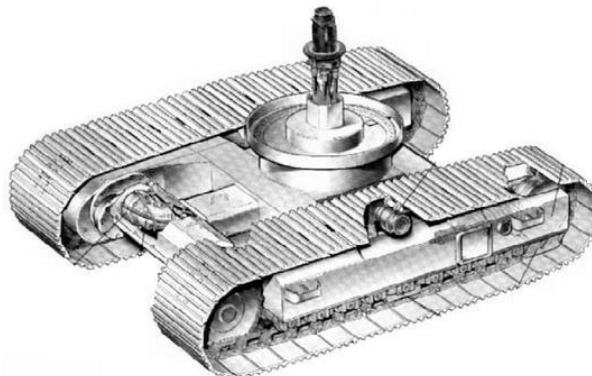


Figura 3. Chasis de tracción de orugas

- Mediante ruedas: velocidades de desplazamiento entre 0 y 20 km/h utilizadas en la gran mayoría de las retroexcavadoras debido a que se adecua más al entorno de obra y aportan una mayor flexibilidad en el manejo. Incorporan apoyos estabilizadores que permiten equilibrarla durante la excavación.

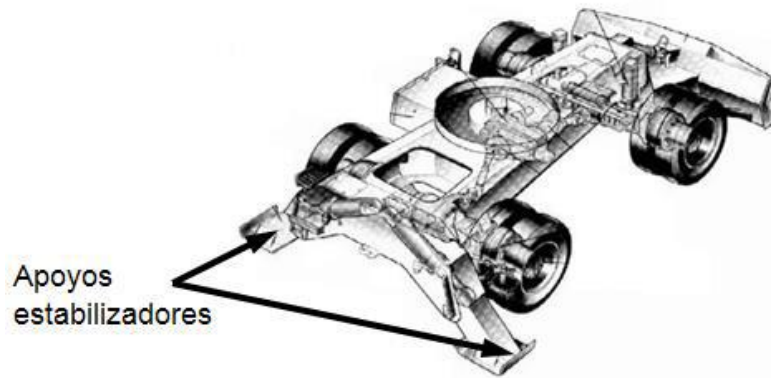


Figura 4. Chasis de traslación de ruedas

2. Cabina: lugar donde se ubica el conductor de la máquina, es una estructura fija, al contrario que la cabina de excavadoras hidráulicas, que incorporan una corona de giro permitiendo la rotación de la cabina sobre su propio eje.
3. Brazo articulado: compuesto por la pluma, el brazo y la cuchara. Empleado para hacer los trabajos de excavación. Esta parte va a ser la que se va a desarrollar en el proyecto.
4. Pala cargadora: a diferencia del brazo articulado, este grupo no se utiliza para la excavación sino para desplazar volúmenes de tierra u otros materiales similares.

2.1.1.2. Componentes principales del brazo articulado analizado.

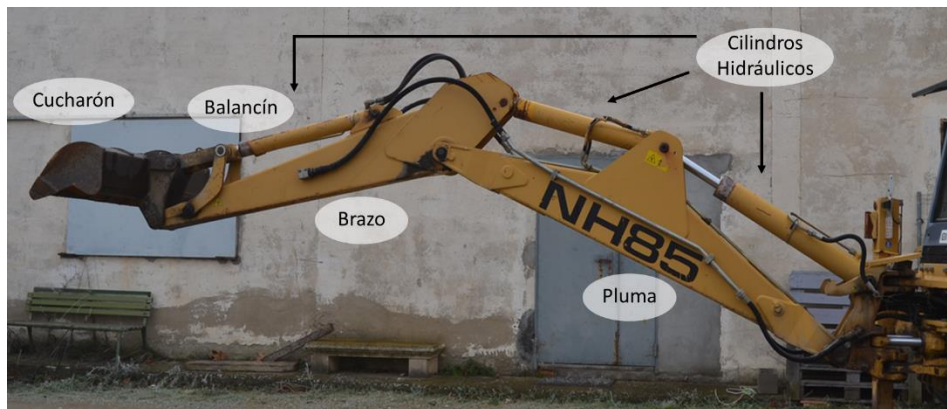


Figura 5. Partes del brazo articulado.

1. Cilindros hidráulicos: actuadores hidráulicos responsables del movimiento de los distintos componentes, están alimentados por un sistema de bombeo de aceite encargado de dirigir el movimiento. El sistema de bombeo es el encargado de impulsar el aceite hasta las cámaras de los cilindros, elevando la presión en el interior y provocando el movimiento del pistón.

Existen tres cilindros dentro del brazo articulado cada uno de ellos encargado de un movimiento, numerados de derecha a izquierda según se aprecia en la *Figura 5*.

- Cilindro 1: regula la elevación de la pluma, habitualmente es el cilindro de mayor tamaño.
 - Cilindro 2: regula la extensión del brazo, la carrera de este cilindro suele ser el factor más importante a la hora de establecer la profundidad máxima de excavación de la máquina.
 - Cilindro 3: regula la inclinación del cucharón, normalmente es el de menor tamaño.
2. Pluma: elemento de sección variable y articulado en todos sus tres extremos, puede ser recto o con forma de "boomerang".
 3. Brazo: elemento de sección variable, articulado con la punta de la pluma en uno de sus extremos y en el otro con el cucharón.
 4. Balancín: componente que une el extremo del Cilindro 3 y con el cazo y ambos al brazo, tiene forma de "boomerang" y regula el giro del cucharón.
 5. Cucharón o cazo: recipiente en el cual se deposita el material excavado, provisto de dientes para facilitar la entrada en el terreno.

En adición a estos componentes principales existen otro tipo de elementos que permiten la unión entre estos, como puede ser la tornillería, o los pasadores en las articulaciones, además de otros elementos de apoyo que permiten optimizar el funcionamiento del brazo mecánico.

3. Proceso de cálculo

En esta parte del trabajo describe el proceso seguido para el dimensionamiento de los componentes del brazo articulado expuestos en el alcance del proyecto, como resultado final de este proceso se obtienen las dimensiones que permiten definir por completo cada uno de los elementos que participan en el brazo analizado.

Antes de explicar en qué va a consistir este proceso de cálculo se hará una breve introducción de los datos sobre los que se fundamenta dicho cálculo.

Este proceso se ha dividido en tres etapas, cada una de ellas con un objetivo definido. Las dos primeras etapas van a definir los diagramas de esfuerzos reales del brazo y la última etapa se dedica al dimensionamiento de los componentes.

La última parte de este proceso de cálculo se dedica a realizar una comprobación mediante el método de elementos finitos aplicado través del software. Esta parte permite verificar que los resultados obtenidos en la fase de dimensionamiento son correctos, comprobando que el límite elástico no se supera en ningún caso.

3.1. Datos de partida

Los datos de partida que se toman como base para los cálculos posteriores, son mediciones de una retroexcavadora real. Por un lado, las distancias entre los puntos característicos del mecanismo serán conocidas permitiendo definir las longitudes de cada barra, por otro lado, las carreras de los tres cilindros hidráulicos.

Además, para facilitar la introducción de los datos en los programas de cálculo cada barra se dividirá en segmentos según se expone en las *Figuras 6, 7 y 8*.

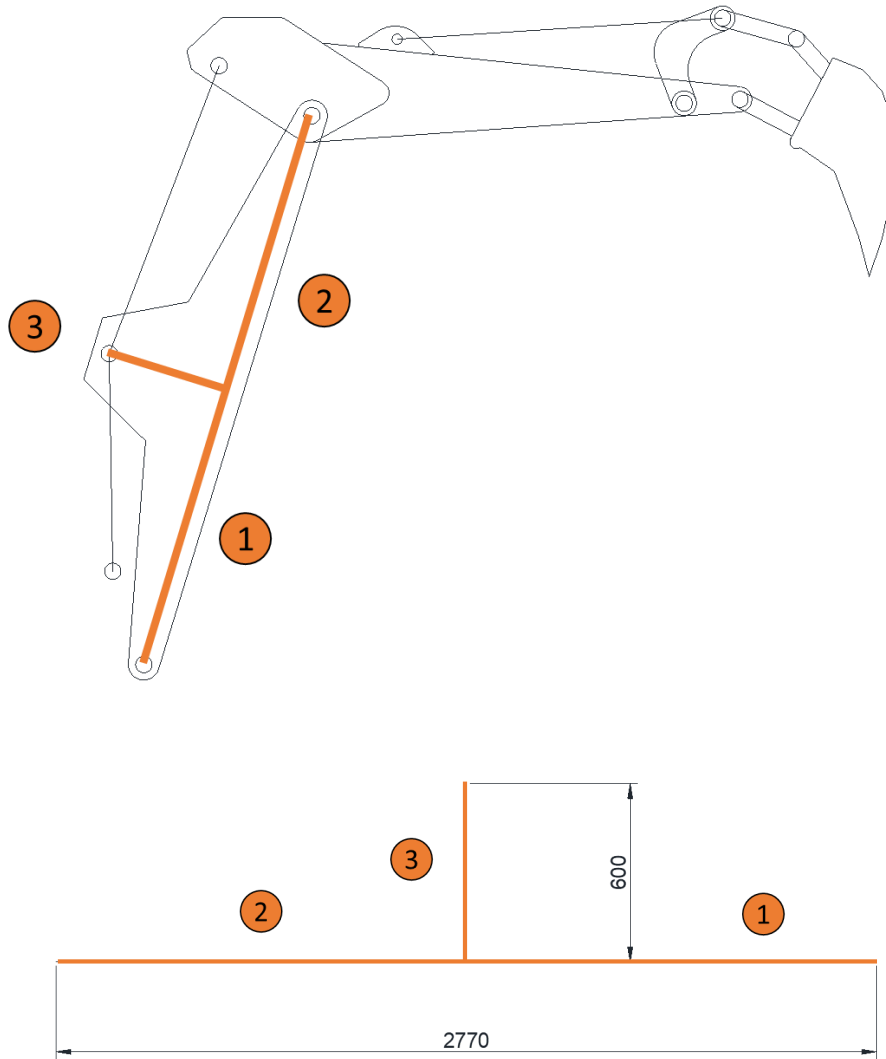


Figura 6. Estructura Pluma

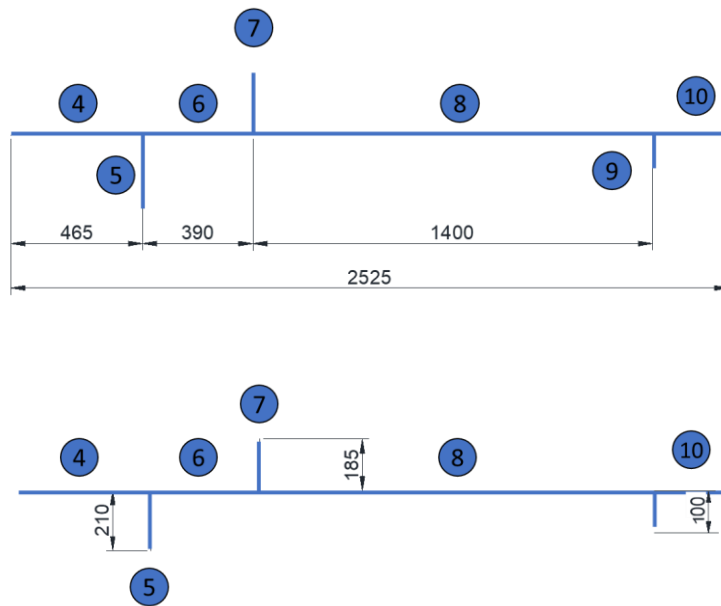
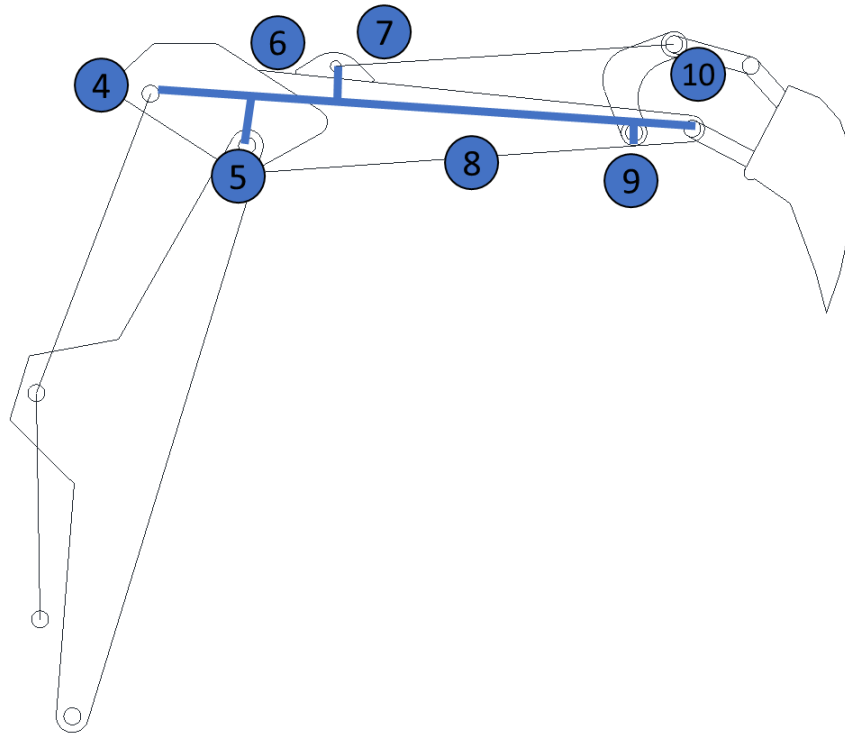


Figura 7. Estructura Brazo

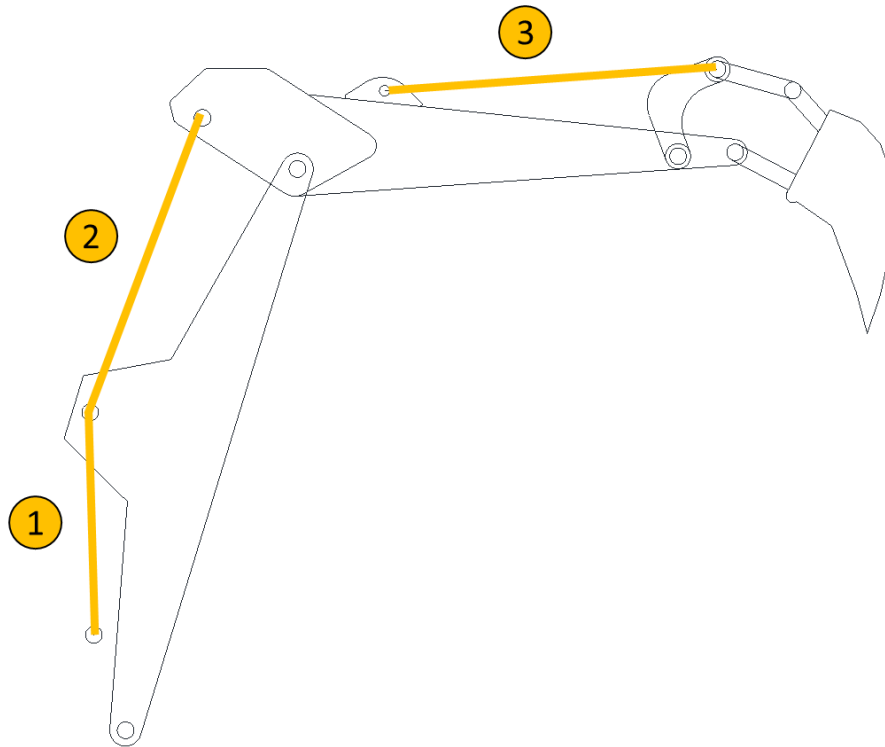


Figura 8. Cilindros Hidráulicos

Longitud Mínima – Cilindro 1	1050	mm
Carrera – Cilindro 1	650	mm
Longitud Mínima – Cilindro 1	1080	mm
Carrera – Cilindro 2	800	mm
Longitud Mínima – Cilindro 3	1000	mm
Carrera – Cilindro 3	780	mm

El conocimiento de las carreras de los cilindros junto con las longitudes de las barras va a definir por completo el alcance y la trayectoria de los movimientos del brazo hidráulico, algunas de las posiciones más destacables se exponen a continuación.

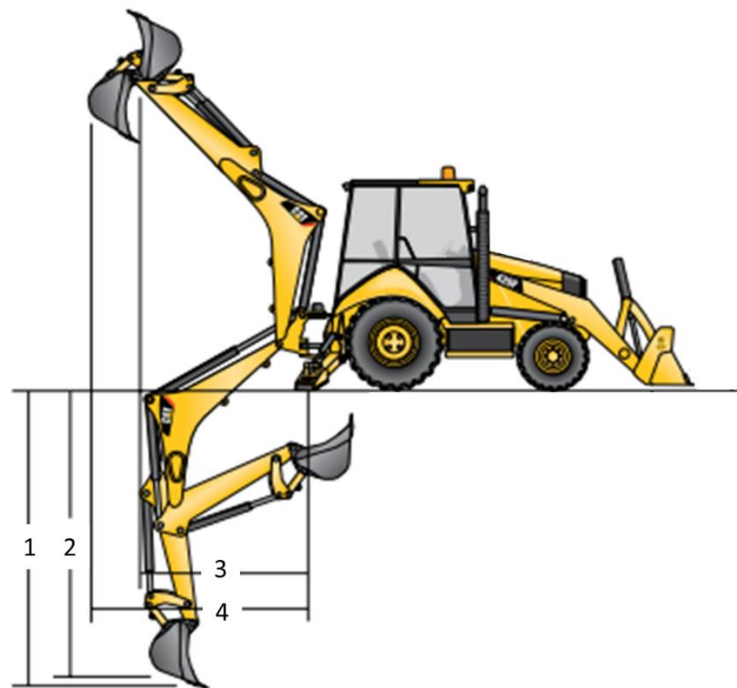


Figura 9. Alcances.

1) Profundidad máxima de excavación	3530	mm
2) Profundidad máxima de excavación, fondo plano	3480	mm
4) Alcance desde el pivote de rotación a la línea a nivel del suelo	3960	mm
Altura de operación máxima	4822	mm
Altura de carga	3740	mm
3) Alcance de carga	2410	mm
Arco de rotación	160	º
Rotación del cucharón	190	º
Capacidad del cucharón	240	Kg

3.2. Fase I: Distribución de esfuerzos.

El objetivo de esta fase es observar de qué manera afecta, según los datos geométricos conocidos, la fuerza de excavación a los cilindros. Es decir, cuál será la respuesta de los cilindros ante la fuerza de excavación, este dato será útil posteriormente para poder definir los cilindros que van a utilizarse en el diseño final.

Es importante tener en cuenta que la fuerza de excavación afecta de manera distinta a los cilindros dependiendo de la posición en la que se encuentre el brazo, para ello se va a realizar un análisis estático en diversas posiciones. La elección de estas posiciones de cálculo también se encuentra en el alcance de esta fase.

3.2.1. Selección de posiciones críticas de cálculo

Como se ha comentado, en esta fase se realiza el estudio estático en diversas posiciones, la elección de estas posiciones es crucial para el correcto dimensionamiento de los componentes ya que va a permitir conocer en qué puntos aparecen la máxima fuerzas de excavación y en consecuencia los esfuerzos máximos que va a soportar cada componente.

Las posiciones se seleccionan fijando una longitud de extensión concreta para dos de los tres cilindros, mientras que el cilindro restante ira variando su longitud. Se seleccionan varias posiciones tomando como inicio la longitud del cilindro sin extensión hasta alcanzar la longitud máxima.

- Alargamiento Cilindro 1 – Posición A
Se fija una longitud de 1500 mm para el Cilindro 2.
Se fija una longitud de 1600 mm para el Cilindro 3.
- Alargamiento Cilindro 1 – Posición B
Se fija una longitud de 1500 mm para el Cilindro 2.
Se fija una longitud de 1300 mm para el Cilindro 3.
- Alargamiento Cilindro 2 – Posición A
Se fija una longitud de 1200 mm para el Cilindro 1.
Se fija una longitud de 1600 mm para el Cilindro 3.
- Alargamiento Cilindro 2 – Posición B
Se fija una longitud de 1450 mm para el Cilindro 1.
Se fija una longitud de 1600 mm para el Cilindro 3.

- Alargamiento Cilindro 3

Se fija una longitud de 1200 mm para el Cilindro 1.

Se fija una longitud de 1300 mm para el Cilindro 2.

Estas posiciones están representadas gráficamente en el ANEXO I, facilitando su comprensión.

La posición 'Mínima' se refiere a que no existe extensión y la posición 'Máxima' a que el cilindro se encuentra totalmente extendido.

3.2.2. Distribución de esfuerzos

El objetivo principal en este momento es el de visualizar como afecta la aplicación de una fuerza de excavación a los cilindros hidráulicos en cada una de las posiciones seleccionadas. Es importante que el diseño tenga en cuenta que los cilindros hidráulicos únicamente pueden soportar esfuerzos axiales, nunca cortantes, ya que no están diseñados para soportar este tipo de esfuerzos y colapsarían. También se comprobará que el diseño inicial tomado no implica esta situación.

Para conseguir el objetivo se realiza un estudio estático en cada una de las posiciones seleccionadas anteriormente, las condiciones que se han tomado para realizar este estudio son las siguientes:

- La fuerza de excavación se ha tomado de valor igual a 10 Newtons, este valor es indiferente ya que solo se quiere visualizar de qué manera afecta a los cilindros
- La fuerza de excavación se toma perpendicular a los dientes del cucharón, ya que es la manera más desfavorable de la que puede afectar la fuerza.
- Los apoyos sobre los que se sujeta el brazo al resto de la estructura de la retroexcavadora se van a tomar como apoyos fijos y articulados, de manera que aparecerán reacciones en ambos.

A continuación, se introducen las posiciones con las condiciones mencionadas al software informático MEFI, el cual devuelve como resultado los diagramas de esfuerzos en todas las barras.

3.2.3. Descripción de uso de MEFI

MEFI es un software dedicado al análisis estático, por el método de elementos finitos, de problemas de elasticidad y problemas de campos en régimen permanente, y análisis matricial, de estructuras planas articuladas o rígidas.

El uso que se le va a dar al software MEFI va a ser el de realizar los análisis estáticos en las diversas posiciones, obteniendo como resultados los diagramas de axiles, cortantes y flectores en cada uno de los elementos que participan en la estructura. Para conseguir el objetivo se define un modelo mediante la geometría (puntos, líneas), los materiales, las propiedades, los elementos, los desplazamientos impuestos y las cargas.

La descripción detallada del uso de MEFI, se describe en el ANEXO II.

Aunque el programa nos devuelve como resultados los esfuerzos en todas las barras, únicamente se necesitan las fuerzas de tracción y compresión en los cilindros hidráulicos, estos se muestran en la *Tabla 1*.

Cilindro	Posición	Fuerzas [N] F. exc = 10 N		
		Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3
Cilindro 1 (posición A)	Mínima	63,24	-28,68	-31,24
	1	26,98	-28,04	-31,01
	2	21,23	-28,45	-31,11
	3	13,85	-31,55	-31,83
	Máxima	23,08	-28,82	-31,06
Cilindro 1 (posición B)	Mínima	-132,81	-52,67	-22,59
	1	-55,12	-53,14	-23,94
	2	-39,82	-52,79	-23,83
Cilindro 2 (posición A)	Máxima	-46,26	-52,72	-23,81
	Mínima	-63,15	-60,51	-33,07
	1	16,42	-27,99	-31,03
Cilindro 2 (posición B)	2	37,22	-31,58	-31,03
	Máxima	32,34	-46,62	-31,19
	Mínima	-22,7	-44,44	-31,08
Cilindro 3	1	12,31	-27,97	-31,02
	2	-31,54	-31,54	-31,02
	Máxima	24,18	-46,61	-31,18
Cilindro 3	Mínima	-146	-60,03	-47,78
	1	-86,28	-55,39	-24,41
	2	18,84	-25,38	-32,57
Cilindro 3	Máxima	88,04	6,99	-73,64

Tabla 1. Respuesta cilindros F exc. = 10 N

3.3. Conclusión Fase I

Los resultados de esta fase muestran los esfuerzos axiales soportados por los cilindros hidráulicos tras la aplicación de una fuerza de excavación igual a 10 N.

Según los resultados mostrados en la *Tabla 1*. Se puede observar que cilindros se ven más afectados en cada posición, además de si están soportando fuerzas de tracción o de compresión.

Este cálculo también ha permitido visualizar que ningún esfuerzo cortante afecta a los cilindros, como se ha comentado anteriormente si esto llegara a ocurrir existiría un fallo en el diseño ya que los cilindros son incapaces de soportar estos esfuerzos.

3.4. Fase II: Cálculo de esfuerzos reales

Esta fase se dedica a obtener la distribución de esfuerzos reales en el brazo mecánico para cada una de las posiciones, a diferencia de la primera fase en la que se calculaba para una fuerza de excavación igual a 10 N. La caracterización, a nivel de fuerzas soportadas por cada uno de los elementos que componen el brazo, va a permitir su dimensionamiento. Por este motivo esta fase se considera de máxima importancia.

Para ello, una vez seleccionados los cilindros hidráulicos en función de las dimensiones geométricas y las fuerzas soportadas, se calculan los diagramas de esfuerzos, esta vez con la fuerza de excavación real.

Por lo tanto, como resultado de esta fase se van a obtener los diagramas de esfuerzos reales en cada posición.

3.4.1. Selección de cilindros hidráulicos

Se recuerda que el sistema del brazo mecánico está compuesto por tres cilindros. *Figura 10.*



Figura 10. Cilindros involucrados.

La característica principal que va a definir estos cilindros es que son cilindros de doble efecto, es decir, que son capaces de producir trabajo útil en dos sentidos, ya que disponen de una fuerza activa tanto en avance como en retroceso. Este hecho es absolutamente necesario en un sistema como el del brazo mecánico, ya que se necesita controlar el movimiento tanto en el avance como en el retroceso, esto no podría ocurrir si fueran cilindros de simple efecto.

La fuerza que va a ser capaz de realizar cada cilindro tanto en el avance como en el retroceso va a estar definida por los diámetros del vástago y el pistón, además de la presión de alimentación.

Los criterios de selección de cilindros hidráulicos se resumen en los siguientes fundamentos:

- La carrera de los cilindros, este parámetro es de suma importancia ya que la longitud de la carrera va a definir por completo los movimientos del brazo. Este parámetro viene fijado en los datos de partida.
- Las dimensiones geométricas de los mismos no han de suponer un problema para los movimientos para los que está diseñado el brazo mecánico.
- La fuerza que han de soportar cada uno de estos tiene que guardar una proporción con las que se había calculado teóricamente para una fuerza de excavación de 10 N, es decir deben ser capaces de realizar más fuerza aquellos cuya respuesta ante la fuerza de 10 N era más desfavorable.
- Comprobación a pandeo de los cilindros para comprobar que no existe ningún problema con los parámetros seleccionados.

El primer parámetro que se ha seleccionado es la presión de alimentación, 150 bar, esta es la presión estimada de alimentación que se utiliza en máquinas similares, además un sistema de presión sencillo como el de estas máquinas encuentra su máximo en torno a este valor.

Por otro lado, las fuerzas habituales que realizan los cilindros en máquinas similares rondan 200 KN, tomando este valor como valor promedio de referencia para a través de la gráfica de pandeo elegir el diámetro del vástago.

Para el uso de esta gráfica deben tenerse en cuenta que todos los cilindros se encuentran articulados en sus dos extremos por tanto la longitud de pandeo se corresponde directamente con la longitud existente entre las dos articulaciones a la que va unido el cilindro.

$$Lp = L \cdot S_k$$

$$S_k = 1$$

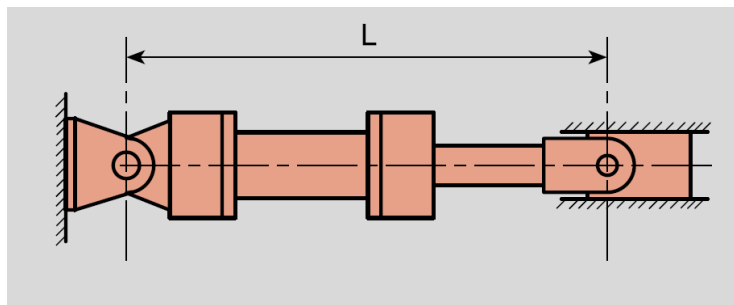
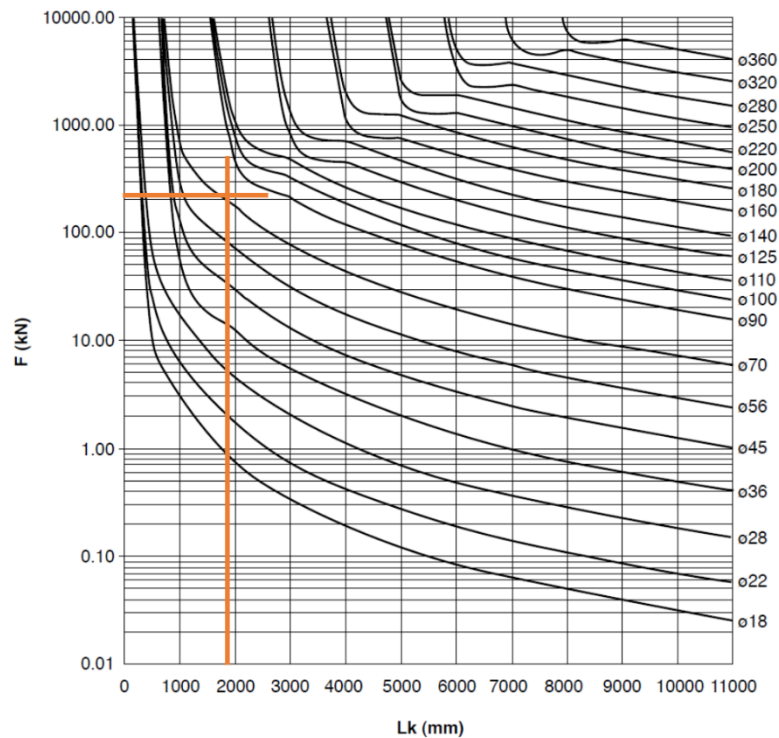


Figura 11. Cilindro articulado en los extremos

Los datos de entrada a la tabla son la longitud entre las articulaciones del cilindro y la fuerza que se ha tomado aproximadamente que es capaz de realizar el cilindro.



Gráfica 1. Comprobación a pandeo.

Utilizado la *Gráfica 1*. Se define que para una longitud entre articulaciones de aproximadamente 1750 mm para todos los cilindros y según la gráfica se selecciona un diámetro de vástago de 90 mm.

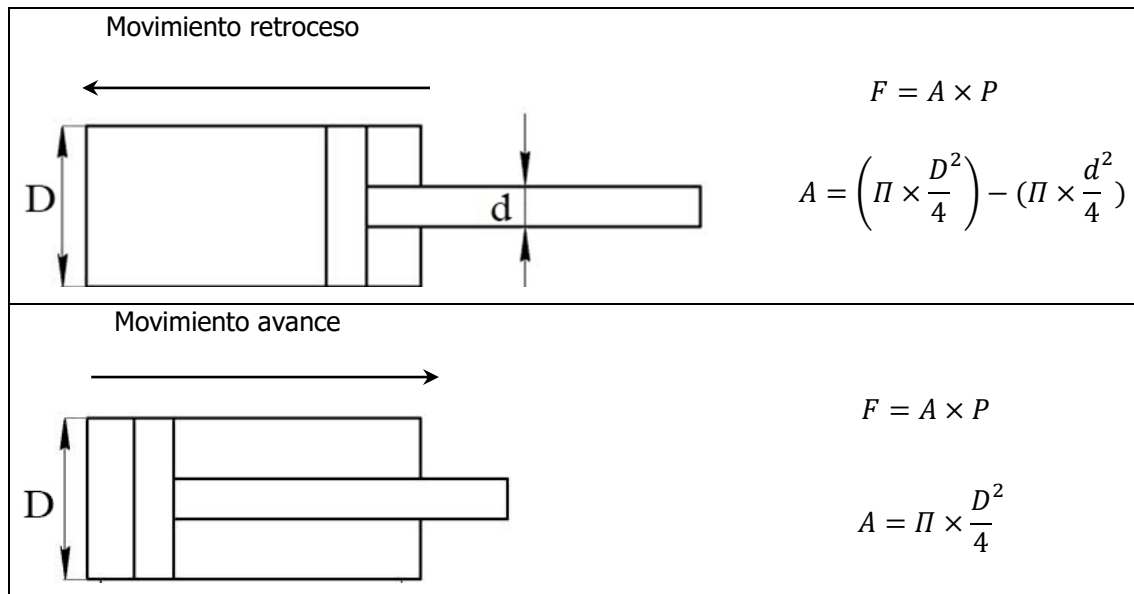
		Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3
Diámetro Vástago	mm	90	90	90
Longitud entre articulaciones	mm	1700	1800	1780
Presión alimentación estimada	bar	150	150	150
	N/mm ²	15	15	15

Tabla 2. Datos iniciales cilindros

Una vez que se ha seleccionado el diámetro del vástago se debe seleccionar el diámetro del pistón para poder calcular las fuerzas que son capaces de realizar. De los tres cilindros el Cilindro 3 es el más pequeño y el cilindro 1 el más grande, de forma que se considera que el Cilindro 2 realizará una fuerza aproximada de 200 kN, y que el Cilindro 3 realice un 40% menos de fuerza y el cilindro 1 un 40% más. Así mismo y dado que es un cilindro de doble efecto y para que no limite en exceso la fuerza que puede hacer el cilindro en retroceso las prestaciones de la máquina se fijan que el ratio fuerza de compresión/fuerza de tracción no sea superior a 2.5. Así mismo y dado que los cilindros estándar tienen unos tamaños de pistón tabulados (200mm, 160mm, 125mm,

100mm,...) se ha optado por cilindros especiales con un diámetro de pistón no normalizado, con el fin de optimizar las prestaciones de la máquina.

Se utilizará las siguientes fórmulas para calcular las fuerzas que son capaces de realizar el cilindro, tanto en avance como en retroceso.



Las características completas de los cilindros se muestran en la *Tabla 3*.

		Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3
Diámetro Vástago	mm	90	90	90
Diámetro Pistón	mm	167	141.5	115.5
Carrera	mm	650	800	780
Presión	bar	134	134	134
Fuerza Compresión max. (rendimiento aprox. 90%)	KN	-265	-190	-127
Fuerza Tracción max. (rendimiento aprox. 90%)	KN	188	113	50
Ratio fuerza Compresión/tracción	-	1.4	1.7	2.5

Tabla 3. Características cilindros.

3.4.2. Cálculo del cilindro limitante

Una vez que se han seleccionados los cilindros hidráulicos, la presión de alimentación, y por tanto se conocen las fuerzas máximas que son capaces de realizar se necesita saber cuál va a ser el cilindro limitante para cada una de las posiciones.

Se denomina cilindro limitante a aquel que va a alcanzar su fuerza máxima disponible en cada posición de excavación, es decir, este cilindro va a ser el responsable de limitar la fuerza de excavación en cada posición. Para determinar cuál es el cilindro limitante en cada posición se va a calcular una proporción que relaciona la fuerza real que es capaz de realizar cada cilindro con la fuerza soportada para una fuerza de excavación igual a 10 N.

$$\frac{F_{realcilindro}}{F_{10N}} = K$$

Las relaciones se van a establecer teniendo en cuenta si el cilindro en cuestión está trabajando a compresión o a tracción, ya que en ningún caso estas fuerzas van a ser iguales.

Cilindro	Posición	Relación Cilindro 1	Relación Cilindro 2	Relación Cilindro 3
Cilindro 1 (posición A)	Mínima	2981	6627	4073
	1	6986	6778	4103
	2	8879	6681	4090
	3	13610	6024	3997
	Máxima	8167	6595	4096
Cilindro 1 (posición B)	Mínima	1999	3609	5632
	1	4816	3577	5315
	2	6667	3600	5339
	Máxima	5739	3605	5344
Cilindro 2 (posición A)	Mínima	4204	3141	3847
	1	11480	6791	4100
	2	5064	6019	4100
	Máxima	5829	4077	4079
Cilindro 2 (posición B)	Mínima	11694	4277	4094
	1	15312	6795	4102
	2	8417	6026	4102
	Máxima	7796	4078	4081
Cilindro 3	Mínima	1818	3166	2663
	1	3077	3431	5212
	2	10005	7489	3906
	Máxima	2141	16180	1728

Tabla 4. Relaciones entre cilindros.

Una vez obtenidas estas relaciones para cada posición es posible seleccionar el cilindro limitante, el cilindro cuya relación calculada sea menor va a determinar cuál va a ser el primer cilindro en alcanzar su fuerza máxima. Este cilindro limitante va a permitir recalcular la fuerza de excavación, obteniendo la fuerza real de excavación para cada posición.

Estos datos se recogen la *Tabla 5*.

Cilindro	Posición	Relación Mínima	Cilindro Limitante
Cilindro 1 (posición A)	Mínima	2981	Cilindro 1
	1	4103	Cilindro 3
	2	4090	Cilindro 3
	3	3997	Cilindro 3
	Máxima	4096	Cilindro 3
Cilindro 1 (posición B)	Mínima	1999	Cilindro 1
	1	3577	Cilindro 2
	2	3600	Cilindro 2
	Máxima	3605	Cilindro 2
Cilindro 2 (posición A)	Mínima	3141	Cilindro 2
	1	4100	Cilindro 3
	2	4100	Cilindro 3
	Máxima	4077	Cilindro 2
Cilindro 2 (posición B)	Mínima	4094	Cilindro 3
	1	4102	Cilindro 3
	2	4102	Cilindro 3
	Máxima	4078	Cilindro 2
Cilindro 3	Mínima	1818	Cilindro 1
	1	3077	Cilindro 1
	2	3906	Cilindro 3
	Máxima	1728	Cilindro 3

Tabla 5. Cilindro Limitante

3.4.3. Cálculo de la fuerza máxima de excavación

La obtención de la fuerza máxima de excavación en cada posición es esencial para poder llevar a cabo el dimensionamiento de los componentes, esta fuerza va a ser la base a la hora de realizar el cálculo estático con el que obtendremos los esfuerzos reales.

Utilizando el cilindro limitante en cada posición se calcula la fuerza máxima de excavación. Este paso carece de complejidad, debido a que en los pasos anteriores se había calculado la fuerza de tracción que soporta cada cilindro para una fuerza de excavación igual a 10, por tanto, para obtener ahora la fuerza de excavación real hay que realizar el proceso en sentido inverso.

Realizando una regla de tres con la fuerza que realiza el cilindro limitante obtenemos la fuerza de excavación para cada posición.

Cilindro	Posición	Fuerza excavación [N]
Cilindro 1 (posición A)	Mínima	29806
	1	41030
	2	40898
	3	39973
	Máxima	40964
Cilindro 1 (posición B)	Mínima	19988
	1	35767
	2	36004
Cilindro 2 (posición A)	Mínima	31411
	1	41004
	2	41004
Cilindro 2 (posición B)	Mínima	40938
	1	41017
	2	41017
Cilindro 3	Mínima	17278
	1	30768
	2	39065
	Máxima	17278

Tabla 6. Fuerzas máximas de excavación.

Como se puede observar en la *Tabla 6*, la mayoría de las fuerzas de excavación rondan los 40 KN para gran parte de posiciones, es más baja para alguna de las situaciones límite. Este valor de fuerza de excavación es habitual para maquinaria similar a la que se está estudiando en este proyecto, por ejemplo, el modelo E416 de *Caterpillar* posee 50 KN de fuerza de excavación máxima o el modelo 580N de *Case* que posee 29,5 KN de fuerza de penetración. La fuerza máxima de excavación se encuentra en 41030 N para la posición:

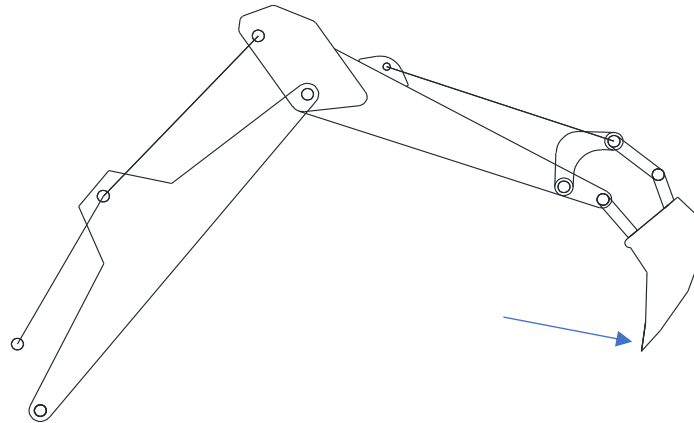


Figura 12. Posición Cilindro 1 - Posición A – 1

3.4.4. Diagramas de esfuerzos reales

Como se ha comentado anteriormente el objetivo principal de estas dos primeras fases era la obtención de los diagramas de esfuerzos reales, conseguidos a partir del cálculo estático en las diversas posiciones y utilizando como variable de entrada la fuerza de excavación real.

Por tanto, debido a que ya se han obtenidos todos los datos necesarios, la parte final de esta fase dedica a obtener estos diagramas. La definición de estos diagramas es algo indispensable para poder continuar con el dimensionamiento.

El procedimiento utilizado es idéntico va a ser idéntico al de la Fase I, sin embargo, en vez de utilizar la fuerza de excavación unitaria se utiliza la obtenida en el apartado anterior. Se van a utilizar las mismas posiciones de cálculo ya que no tendría sentido elegir otras debido a que no se conocerían las fuerzas máximas de excavación.

Los resultados obtenidos se muestran en el ANEXO II.

Posteriormente, en la fase de dimensionamiento, se hará una selección de los esfuerzos más desfavorable para cada pieza. Esto se realiza con el objetivo de que cada componente sea capaz de soportar los esfuerzo generados en la posición de trabajo más desfavorable.

3.5. Conclusión Fase II

La fuerza de excavación varia en gran medida dependiendo de la posición en la que se encuentre el brazo articulado, esta fuerza de excavación viene acotada por la fuerza máxima que es capaz de soportar el cilindro limitante.

Los resultados obtenidos en estas son los esfuerzos soportados por cada una de las barras en cada una de las posiciones, estos diagramas de esfuerzos son la base sobre la que se sustenta la Fase III. Los resultados se recogen en el ANEXO II.

De estos resultados podemos apreciar que la fuerza de excavación está en torno a 40 KN, un valor similar máquinas que cumplen funciones semejantes.

3.6. Fase III: Dimensionamiento de componentes

Esta es la fase final del proceso de cálculo, el desarrollo de esta fase va a permitir finalizar el dimensionamiento del brazo articulado. Partiendo de los diagramas de esfuerzos calculados en la fase anterior, se diseñan cada uno de los elementos que van a participar en la estructura que da soporte al brazo.

Importante entender que para comenzar con el diseño se van a seleccionar los esfuerzos más desfavorables que actúan sobre cada elemento, independientemente de la posición en la que se encuentre.

Los cálculos realizados en esta fase se han realizado a través de EXCEL. El ANEXO IV detalla la manera en la que se han utilizado las tablas que han permitido la realización de los cálculos.

3.6.1. Pluma

La pluma es un elemento formado por planchas de acero, que conforman una estructura capaz de sostener la carga junto con el brazo y los cilindros hidráulicos. El movimiento de este elemento va a estar definido por el Cilindro 1, este cilindro va a ser el encargado de elegir el ángulo de inclinación de la pluma.

El diseño elegido para la pluma, tomado de la retroexcavadora sobre la que se han realizado mediciones, va a ser el expuesto en la *Figura 13*.

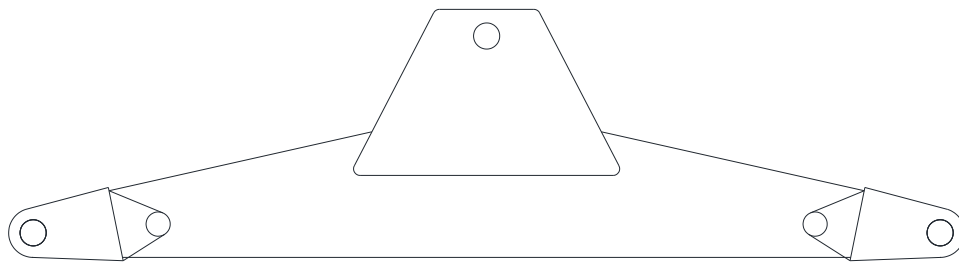


Figura 13. Diseño Pluma

El diseño elegido para la pluma está compuesto por un cuerpo principal, sobre el cual van soldadas tres chapas de apoyo. Estas chapas de apoyo permiten las conexiones entre la pluma y el resto de las componentes del brazo. Los elementos que van a completar las articulaciones entre elementos son los pasadores.

El material de seleccionado para el diseño de la pluma y las chapas de apoyo es un acero estructural S300JR con un valor para σ_f de 300 MPa.

A continuación, se describe el proceso de cálculo de cada uno de los elementos que componen la pluma.

3.6.1.1. Pasadores

Según el Diccionario de la Real Academia Española (2019) pasador puede definirse como “varilla que atraviesa un eje y evita el desplazamiento de otra pieza montada sobre él”. Entonces la función de un pasador es la de evitar el desplazamiento relativo entre barras, aunque permite el giro, transmitiendo los esfuerzos de una barra a otra. La transmisión de fuerzas de una barra a otra genera esfuerzos cortantes en el pasador.

Los pasadores más importantes dentro de la pluma son los que conectan el brazo al resto de la estructura de la retroexcavadora, es decir, según la *Figura 14*, el número 1 y el número 2.

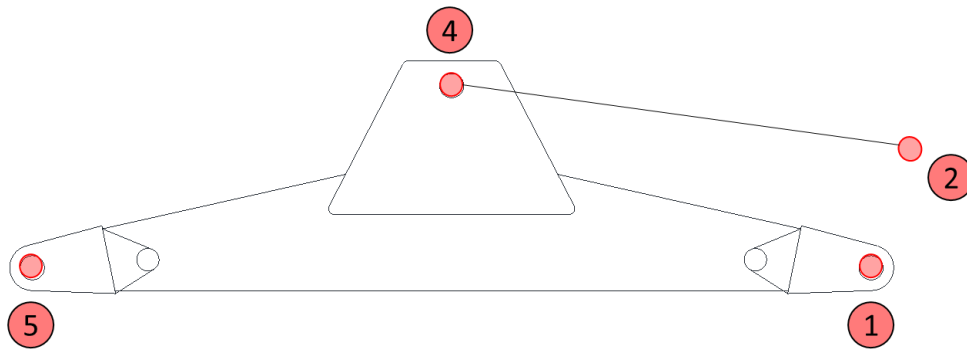


Figura 14. Pasadores Pluma.

Los esfuerzos que soportan estos pasadores son únicamente esfuerzos cortantes, por tanto, el dimensionamiento se realiza de tal manera que sea capaz de soportar dichos esfuerzos.

La obtención del área necesaria para soportar estos esfuerzos cortantes se va a conseguir utilizando el criterio de fallo de esfuerzo cortante máximo.

$$\tau = \frac{F_{pasador}}{N^{\circ}_{planoscortadura} * A_p} \leq \frac{\sigma_F/2}{C_{S,F}}$$

$$A_p = \pi * r^2$$

El objetivo que se pretende conseguir con la utilización de las fórmulas es obtener el diámetro de cada pasador, para poder aplicarlas se deben conocer varios datos: propiedades del material que se va a utilizar, las fuerzas que va a soportar cada pasador y el número de planos de cortadura.

Primeramente, se van a calcular los diámetros de los pasadores 1, 2 y 5, ya que son los que están sometidos a dos planos de cortadura, posteriormente se calculará el diámetro del pasador 4.

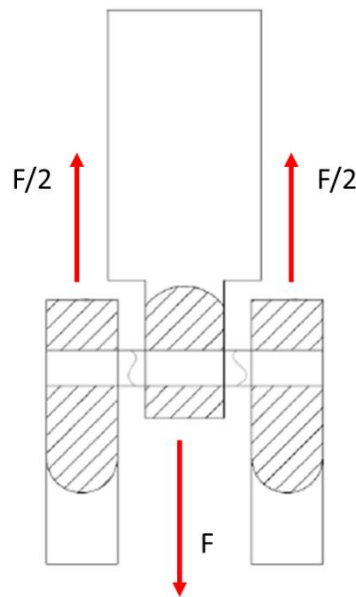


Figura 15. 2 planos de cortadura

El primer dato que se obtiene es la fuerza cortante a la que se encuentra sometida cada pasador, para ello se elige la fuerza resultante máxima de cada pasador de entre todas las posiciones seleccionadas. La *Tabla 7* muestra un resumen de los esfuerzos soportados para los pasadores 1, 2 y 5 en cada una de las posiciones analizadas. La celda remarcada muestra la fuerza resultante máxima.

Pasador	Fuerzas Resultantes [N]								
	Cilindro 1 - A					Cilindro 1 - B			
Pasador 1	183556	103076	78776	49149	86619	280798	229929	177389	200220
Pasador 2	188510	110720	86831	166810	94561	264040	197150	143390	166810
Pasador 5	105759	142714	144138	154677	143217	124530	225232	225375	225401

Pasador	Fuerzas Resultantes [N]							
	Cilindro 2 - A				Cilindro 2 - B			
Pasador 1	229684	56052	158816	156383	121814	40633	118349	121814
Pasador 2	198340	67366	152620	131880	98600	50518	113660	98600
Pasador 5	220268	147650	145461	188378	188210	147587	145223	188210

Pasador	Fuerzas Resultantes [N]			
	Cilindro3			
Pasador 1	279394	296179	59797	156669
Pasador 2	265590	265470	73610	152130
Pasador 5	120324	200811	131454	20769

Tabla 7. Fuerzas resultantes en pasadores.

La celda remarcada permite conocer en qué posición aparece la fuerza máxima en cada pasador. Esta reacción máxima es a que se utiliza para dimensionar el área del pasador. La reacción y la posición en la que aparece se muestran en la *Tabla 8*.

Pasador	Resultante máxima [N]	Posición
Pasador 1	296179	Cilindro 3 - 1
Pasador 2	265590	Cilindro 3 - Min.
Pasador 5	225401	Cilindro 1 - B - Max.

Tabla 8. Fuerzas resultantes. Pasadores 1, 2 y 5

A continuación, se utilizan las ecuaciones para calcular el área. Para ello, se selecciona el material, acero S500JR con una σ_f de 500 MPa, y el coeficiente de seguridad de 2,5.

Una vez que se han obtenido todos los datos, se aplican las formula mostradas anteriormente y se obtiene el diámetro final para cada uno de los pasadores.

Pasador	Planos cortadura	Área pasador [mm ²]	Diámetro Pasador [mm]	Diámetro nominal [mm]
Pasador 1	2	1480,9	43,42	44
Pasador 2	2	1328,0	41,12	42
Pasador 5	2	1127,0	37,88	38

Tabla 9. Diámetros. Pasadores 1, 2 y 5

El pasador 4 se calcula de manera idéntica, pero teniendo en cuenta que tiene 4 planos de cortadura ya que está unido a 2 chapas de apoyo, y a dos cilindros hidráulicos. El material para este pasador y el coeficiente de seguridad seleccionado es el mismo.

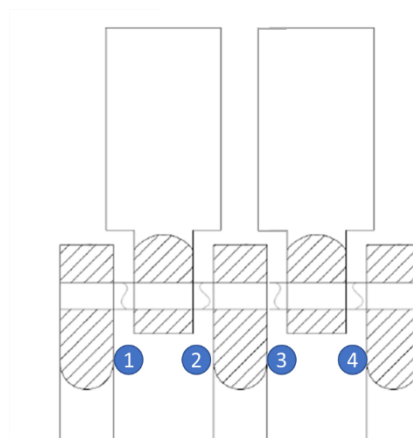


Figura 16- 4 Planos de cortadura.

Pasador	Resultante máxima [N]	Posición
Pasador 4	265590	Cilindro 3 - Min.

Tabla 10. Fuerzas Resultantes. Pasador 4

Pasador	Planos cortadura	Área pasador [mm ²]	Diámetro Pasado [mm]	Diámetro nominal [mm]
Pasador 4	4	664,0	29,08	30

Tabla 11. Diámetro. Pasador 4.

Es lógico que los diámetros más grandes se correspondan con los pasadores que dan soporte a todo el brazo.

3.6.1.2. Chapas de apoyo Laterales

Las chapas de apoyo laterales van unidas a los pasadores permitiendo la articulación del brazo en ambos extremos. Para formar esta articulación existen dos chapas soldadas a cada lado de la pluma.

El dimensionamiento de esta chapa está condicionado a: la fuerza de reacción que actúa sobre el pasador, el diámetro de pasador y el esfuerzo cortante que actúa sobre la barra a la que está unida la chapa.

La posición de estas chapas en la pluma se muestra en la *Figura 17*.

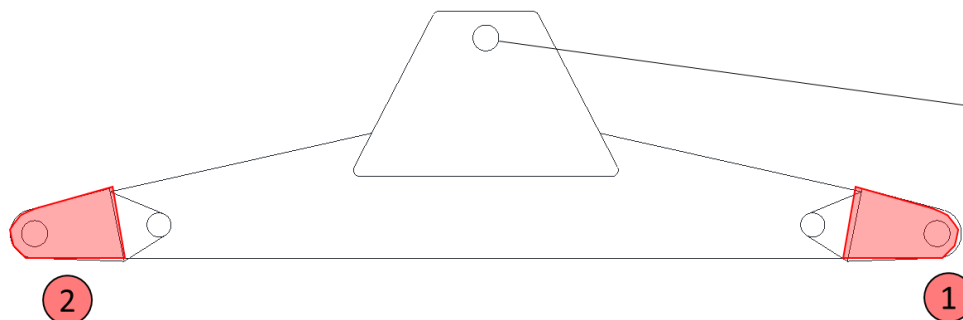


Figura 17. Chapas de apoyo Laterales.

Estas chapas de apoyo han de soportar los esfuerzos cortantes transmitidos por los pasadores, de manera que se ven sometidas a esfuerzos de aplastamiento. Por tanto, el espesor, ha de dimensionarse para que el área de la chapa sea capaz de soportar estos esfuerzos.

1. Espesor

El primer parámetro de la chapa de apoyo que se va a calcular es el espesor. Este parámetro se calcula bajo la hipótesis de aplastamiento, para ello será necesario conocer el diámetro del pasador que se encuentra en contacto con la chapa.

La ecuación utilizada para la realización de este cálculo es:

$$\sigma_{Aplat.} = \frac{F_{pasador}/2}{d_{pasador} \cdot e} = \frac{\sigma_{F,chapa}}{C_{s,F}}$$

La fuerza de reacción se encuentra dividida en la ecuación debido que la reacción en el pasador tiene que dividirse entre las dos chapas, tal como se muestra en la *Figura 18*.

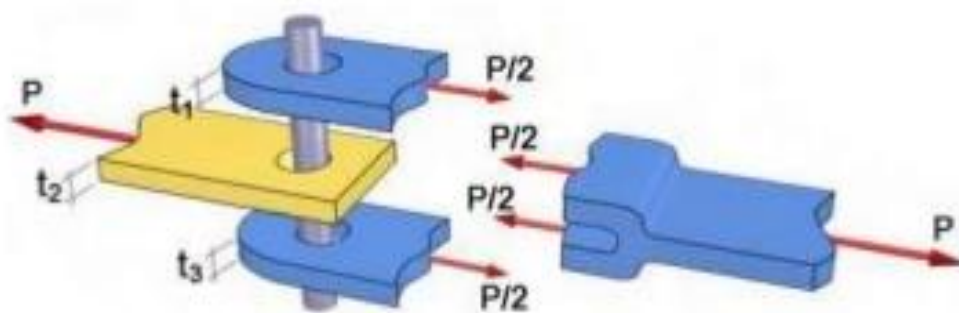


Figura 18. Fuerzas en pasador

El material elegido para la fabricación de las chapas es un acero de estructural S300JR, el cual posee una σ_f igual a 300 MPa. El coeficiente de seguridad utilizado para el cálculo espesor es igual a 2, este se empleara para el resto de los cálculos posteriores, excepto para el diámetro de los pasadores.

Chapa	Resultante [N]	Posición	Diámetro [mm]
Chapa 1	296179	Cilindro 3 - 1	44
Chapa 2	225401	Cilindro 1 - A - Max.	38

Chapa	Espesor [mm]	Espesor Nominal [mm]	Comprobación $d_0 < 2,5 t$
Chapa 1	28,05	29,00	OK
Chapa 2	24,72	25,00	OK

Tabla 12. Espesor. Chapas 1 y 2

Tras la realización de estos cálculos los resultados obtenidos se muestran en la *Tabla 12*.

También se realiza una comprobación consistente en asegurar que el diámetro del pasador es menor que 2,5 veces el espesor de la chapa. Esta comprobación se utiliza en el *CTE SE-A 8.5.4 Pasadores*, en este punto se define el cálculo de pasadores y de las chapas de apoyo para estructuras articuladas sometidos a esfuerzos cortantes. Como se puede observar en la *Tabla 12* esta condición se verifica. En este punto del código técnico también se calculan varios parámetros geométricos que permiten completar el diseño de la chapa.

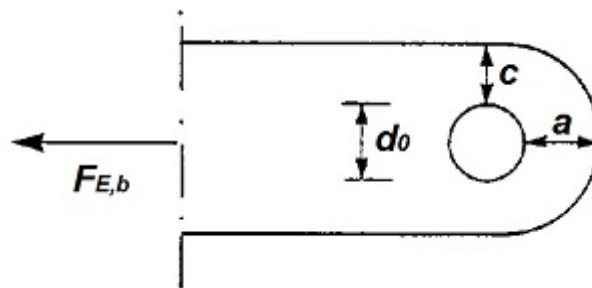


Figura 19. Parámetros chapas apoyo

Las formulas expuestas en el código técnico para el cálculo de estos parámetros son las siguientes:

$$a \geq \frac{F_{pasador}/2 \cdot C_{s,f}}{2 \cdot e \cdot \sigma_{F,chapa}} + \frac{2 \cdot d_{pasador}}{3}$$

$$c \geq \frac{F_{pasador}/2 \cdot C_{s,f}}{2 \cdot e \cdot \sigma_{F,chapa}} + \frac{d_{pasador}}{3}$$

Los resultados se muestran en la *Tabla 13*.

Chapa	a [mm]	a Nominal	c [mm]	c Nominal
Chapa 1	71,89	72	35,94	36
Chapa 2	62,90	63	31,45	32

Tabla 13. Parámetros. Chapas 1 y 2.

2. Altura

Una vez definidos los parámetros que permiten que la chapa se capaz de soportar el aplastamiento provocado por el pasador, se calcula la altura.

La altura define el área de la chapa, este área tiene que ser capaz de soportar los tensiones generadas en la barra a la que da soporte la chapa. La altura se va a calcular a una distancia de 370 mm del pasador, este es el punto donde las chapas están soldadas a la estructura de la pluma. Se ha verificado que esta distancia es la suficiente para que los giros se desarrollen sin complicaciones.

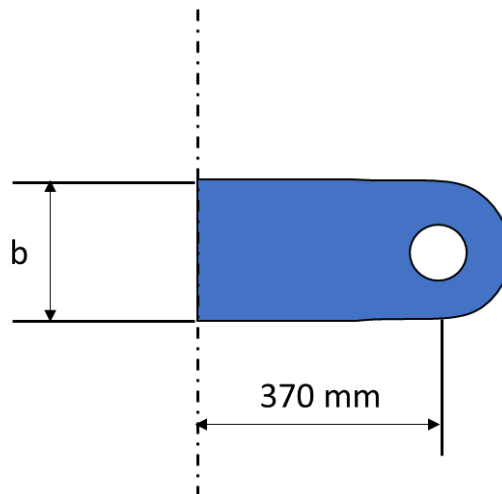


Figura 20. Esquema anchura chapa de apoyo

Las fórmulas utilizadas para la realización de este cálculo combinan los esfuerzos axiales directos con los provocados por el momento flector, de manera que se obtiene la tensión máxima de tracción que puede afectar la chapa. Como se ha comentado, el área de la chapa tiene que ser suficiente para poder soportar estos esfuerzos sin deformarse. A continuación, se presentan las fórmulas utilizadas:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} \leq \frac{\sigma_{F,Chapa}}{C_{S,F}}$$

$$A = b \cdot e$$

$$W_z = \frac{e \cdot b^2}{6}$$

Para poder definir este parámetro es necesario conocer los esfuerzos a los que está sometida la barra en la que actúa la chapa, la Chapa 1 pertenece a la Barra 1, y la Chapa 2 pertenece a la

Barra 2. De entre todas posiciones se ha de seleccionar aquella cuyos esfuerzos correspondientes a las barras 1 y 2 tenga mayor influencia en este parámetro.

En primera instancia se ha utilizado aquellas posiciones cuyas fuerzas resultantes en los pasadores son mayores, es decir, las mismas que se han utilizado para el dimensionamiento de los pasadores.

Dimensiones				
Chapa	Longitud Max [mm]	Diámetro [mm]	Espesor [mm]	Espesor 2 Chapas [mm]
Chapa 1	370	44	29	58
Chapa 2	370	38	25	50

Esfuerzos					
Chapa	Resultante máxima	Posición	Axil [N]	Cortante [N]	Momento a 370 mm [Nmm]
Chapa 1	296179	Cilindro 3 - 1	2,92E+05	-4,86E+04	-1,80E+07
Chapa 2	225401	Cilindro 1 - B - Max.	2,24E+05	2,30E+04	8,53E+06

Chapa	Altura [mm]
Chapa 1	129
Chapa 2	99

Tabla 14. Resultante Máxima. Altura Chapas 1 y 2.

Esta altura también se ha calculado eligiendo la posición en la que aparece el esfuerzo cortante máximo en las barras 1 y 2, ya que se pensaba que el esfuerzo cortante podía afectar en mayor medida a la sección. El proceso se muestra en la Tabla 15.

Esfuerzos					
Chapa	Posición	Posición	Axil [N]	Cortante [N]	Momento a 370 mm [Nmm]
Chapa 1	Cortante Max.	Cilindro 1 - A - Min.	-1,63E+05	8,34E+04	3,09E+07
Chapa 2	Cortante Max.	Cilindro 2 - B - Max.	1,72E+05	7,62E+04	2,82E+07

Chapa	Altura [mm]
Chapa 1	156
Chapa 2	162

Tabla 15. Cortante Máximo. Altura Chapas 1 y 2.

Como puede comprobarse observando la *Tabla 16*. Las alturas que se obtienen utilizando el criterio de seleccionar la posición que genera un mayor esfuerzo cortante en la barra implicada son mayores.

Chapa	Altura Resultante Máxima [mm]	Altura Cortante Máximo [mm]
Chapa 1	147	175
Chapa 2	113	183

Tabla 16. Comparación altura Chapas laterales.

Por tanto, la altura seleccionada va a ser la mayor, ya que seleccionando la altura menor no se puede asegurar que la chapa pueda resistir los esfuerzos generados en la posición en la que se genera el cortante máximo.

3. Resultado

Como resultado de esta parte se obtienen las medidas finales de las chapas de apoyo laterales, las chapas completamente definidas se muestran en las *Figura 21 y 22*. Para facilitar a fabricación de los componentes, el diseño final del brazo va a considerar únicamente la chapa con dimensiones mayores, esta chapa será la que se utilizará para ambos lados de la pluma.

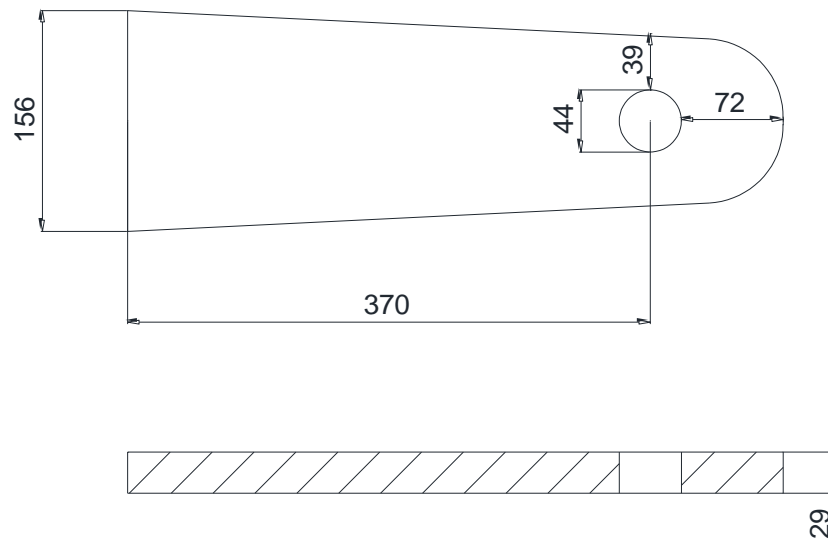


Figura 21. Dimensiones Chapa de apoyo 1.

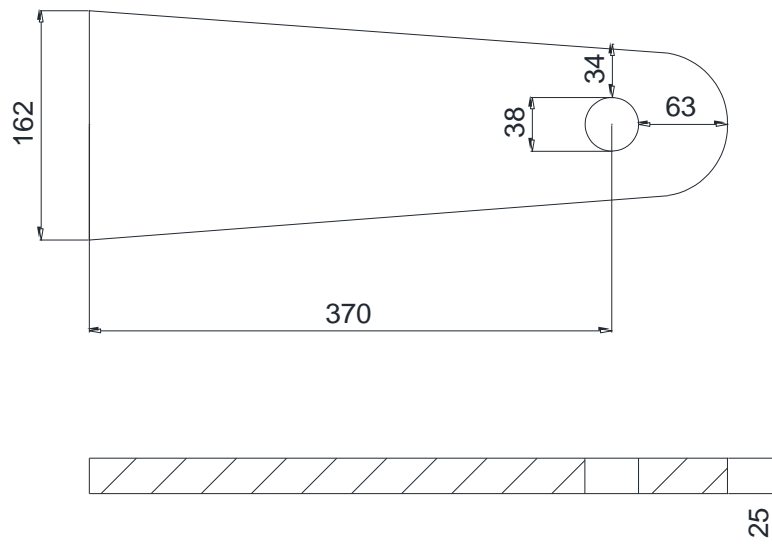


Figura 22. Dimensiones Chapa de apoyo 2.

3.6.1.3. Chapa de apoyo Central

La chapa de apoyo central es el punto de conexión entre tres elementos: la pluma, el cilindro que controla la pluma y el cilindro que controla el brazo. Esta chapa va a dimensionarse de forma similar a las chapas de apoyo laterales.

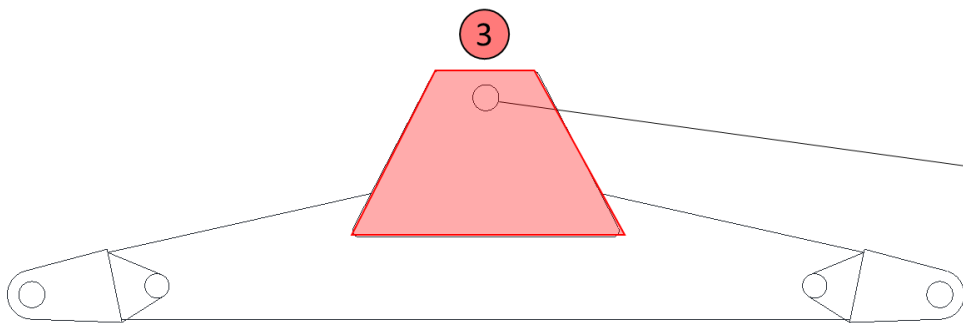


Figura 23. Chapa de apoyo Central.

1. Espesor

El cálculo del espesor se realiza de la misma manera que para las chapas laterales. Tanto el espesor como los parámetros calculados en el CTE SE-A 8.5.4 Pasadores se muestran en las Tablas 17 y 18

Chapa	Resultante en pasador	Posición	Diámetro [mm]
Chapa 3	265590	Cilindro 3 - Min.	30

Chapa	Espesor [mm]	Espesor Nominal [mm]	Comprobación $d_0 < 2,5 t$
Chapa 3	36,89	37,00	OK

Tabla 17. Espesor. Chapa 4

Los parámetros que aparecen en el código técnico se calculan de igual manera que para las chapas laterales, los resultados se muestran en la *Tabla 18*.

Chapa	a [mm]	a Nominal	c [mm]	c Nominal
Chapa 3	49,91	50	24,95	25

Tabla 18. Parámetros. Chapa 4.

2. Anchura

Una vez definido el espesor se pasa a calcular la anchura, esta vez la distancia es de 460 mm. La *Figura 24* indica la medida.

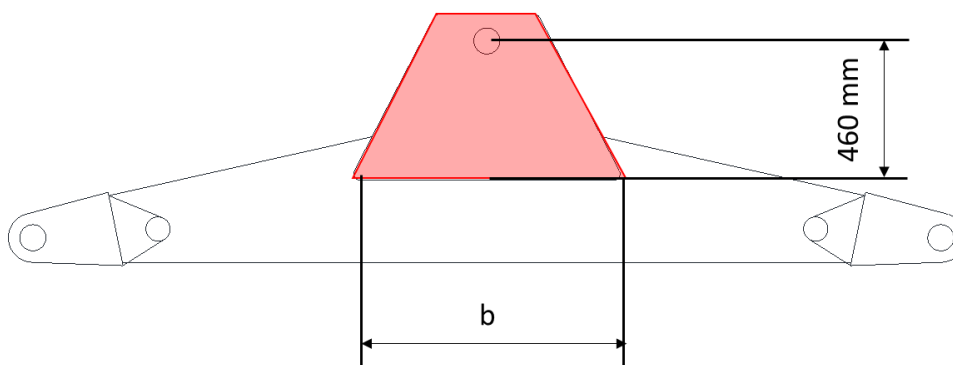


Figura 24. Esquema chapa central.

Para el cálculo de la anchura se ha seguido el mismo procedimiento. Se han seleccionado dos posiciones: la posición que genera una reacción en el pasador mayor y la posición en la que el valor del esfuerzo cortante en la barra la que da soporte la chapa es mayor.

Se han comparado los valores obtenidos para cada una de las dos posiciones seleccionadas, y se ha escogido mayor para el diseño final del componente.

Utilizando el criterio de reacción máxima en el pasador:

Dimensiones				
Chapa	Longitud Max [mm]	Diámetro [mm]	Espesor [mm]	Espesor 2 Chapas [mm]
Chapa 3	460	30	19	38

Esfuerzos					
Chapa	Resultante máxima	Posición	Axil [N]	Cortante [N]	Momento a 460 mm [Nmm]
Chapa 3	265590	Cilindro 3 – Min.	8,83E+04	1,69E+05	7,75E+07

Chapa	Altura [mm]
Chapa 3	293

Tabla 19. Resultante Máximo. Altura Chapa 3.

Utilizando criterio de seleccionar la posición en la que actúa el cortante máximo sobre la barra a la que da soporte la chapa:

Esfuerzos					
Chapa	Criterio	Posición	Axil [N]	Cortante [N]	Momento a 370 mm [Nmm]
Chapa 3	Cortante Max.	Cilindro 2 - A - Max.	1,54E+04	-3,16E+05	-1,46E+08

Chapa	Altura [mm]
Chapa 3	393

Tabla 20. Cortante Máximo. Altura Chapa 3.

Una vez obtenidos los valores para ambos criterios de selección se vuelve a comprobar que el criterio más restrictivo es el de seleccionar el cortante máximo, debido a que la altura obtenida con dicho criterio es mayor.

Chapa	Altura Resultante Máxima [mm]	Altura Cortante Máximo [mm]
Chapa 3	293	393

Tabla 21. Comparación alturas. Chapa 3.

3. Resultado

Una vez que se han definido todos los parámetros, se obtiene el diseño final:

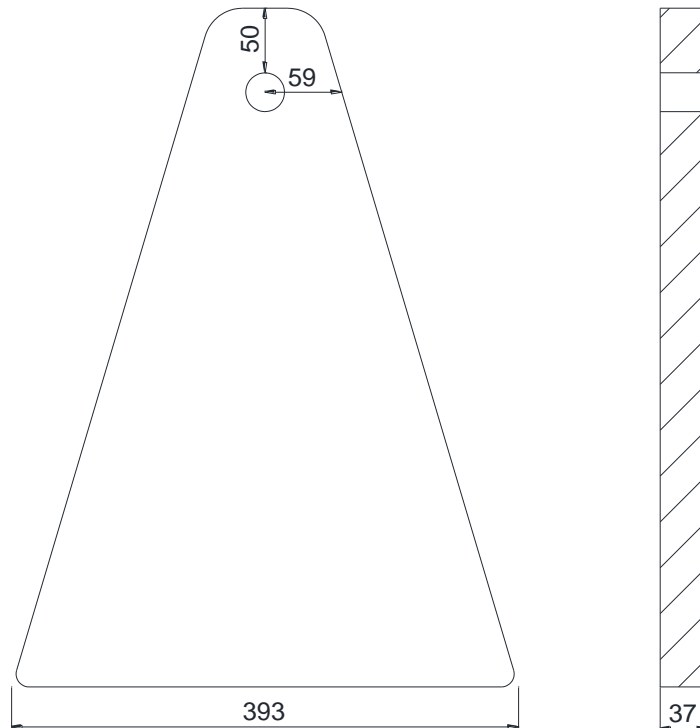


Figura 25. Dimensiones Chapa central.

3.6.1.4. Cuerpo principal

Una vez diseñados todos los componentes que afectan a las uniones de la pluma con el resto de los elementos, se dimensiona el propio cuerpo de la pluma. El diseño de cuerpo principal de la pluma viene fijado por el cálculo de la sección.

La forma elegida es rectangular hueca de 230 mm de anchura. La altura de las secciones 1 y 2 va a venir condicionada por las alturas de las chapas a las que están soldadas, es decir, 156 mm y 152 mm respectivamente y la altura de la sección 3 es de 450 mm.

Se estudian las tensiones en estos tres puntos de la pluma *Figura 26*.

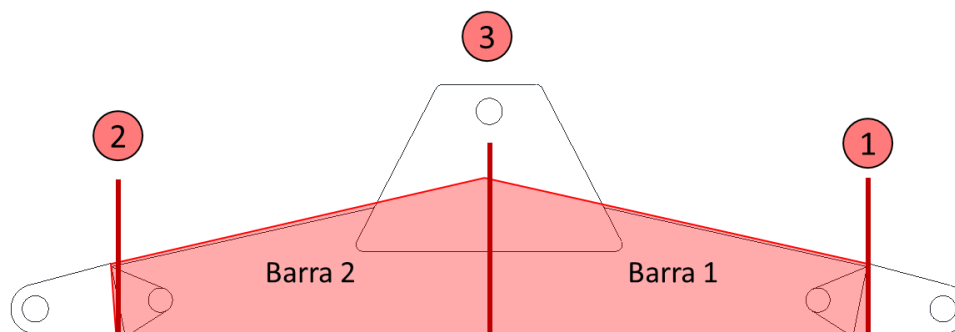


Figura 26. Cuerpo principal de la pluma

A partir de los diagramas de esfuerzos obtenidos para las diversas posiciones se van a seleccionar aquellas posiciones en las que el cortante que afecta a cada una de las barras que constituyen la pluma es mayor.

Barra	Cortantes [N]									
	Cilindro 1 - A					Cilindro 1 - B				
Barra 1	83449	54155	45028	37400	47776	-75992	-24410	-2620	-12484	
Barra 2	31046	42785	42595	40943	42710	12608	22452	22888	23046	

Barra	Cortantes [N]							
	Cilindro 2 - A				Cilindro 2 - B			
Barra 1	-37208	41164	66637	60800	47029	34167	50571	47029
Barra 2	33343	37188	54239	76196	76165	37207	54125	76165

Barra	Cortantes [N]			
	Cilindro3			
Barra 1	-59706	-48626	39872	43288
Barra 2	-6463	8980	34373	16399

Tabla 22. Esfuerzos cortantes en la pluma.

La posición que genera unos esfuerzos cortantes máximos en cada barra se expone en la Tabla 23.

Barra	Cortante Máximo [N]	Posición
Barra 1	8,34E+04	Cilindro 1 - A - Min.
Barra 2	7,62E+04	Cilindro 2 - B - Min.

Tabla 23. Esfuerzos cortantes máximos. Barras 1 y 2.

El material seleccionado y el coeficiente de seguridad van a ser los mismos que los utilizados para el dimensionamiento de las chapas. Los parámetros con los que se va a proceder al cálculo son los siguientes:

Cálculo Parámetros	
Datos	
Coeficiente Seguridad	2
Límite elástico	300 MPa
Altura Sección 1	156 mm
Altura Sección 2	162 mm
Altura Sección 3	450 mm
Anchura	230 mm

Figura 27. Datos cálculo sección pluma

El criterio de fallo utilizado para calcular este espesor vuelve a ser el del esfuerzo cortante máximo, sin embargo, como en este caso la sección es hueca, el módulo resistente y el área se calculan de forma distinta.

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} \leq \frac{\sigma_{F,Chapa}}{C_{S,F}}$$

$$A = bh - b'h'$$

$$W_z = \frac{I_z}{h/2}$$

$$I_z = \frac{bh^3}{12} - \frac{b'h'^3}{12}$$

A partir de los datos proporcionados por el material, y el coeficiente de seguridad únicamente falta por conocer los esfuerzos que afectan a las barras. Ya se ha definido la posición en la que aparece el cortante máximo por lo que los esfuerzos en cada sección son conocidos.

Sección	Posición	Axil [N]	Cortante [N]	Momento [Nmm]
Sección 1	Cilindro 1 - A - Min.	-1,63E+05	8,34E+04	3,09E+07
Sección 2	Cilindro 2 - B - Min.	1,72E+05	7,62E+04	2,82E+07
Sección 3	Cilindro 1 - A - Min.	-1,63E+05	8,34E+04	1,16E+08

Tabla 24. Esfuerzos. Secciones 1, 2 y 3

El espesor mostrado en la Tabla 25 se encuentra redondeado a siguiente número entero por exceso.

Cálculos						
Sección	Espesor [mm]	Altura Interior [mm]	Anchura Interior [mm]	Momento Inercia [mm ⁴]	Momento resistente [mm ³]	Área [mm ²]
Sección 1	4	149	223	11401336	146526	2692
Sección 2	7	150	218	20301376	250540	4587
Sección 3	4	442	222	143117600	636078	5157

Tabla 25. Espesores. Secciones 1, 2 y 3.

Aunque se ha calculado el espesor para cada una de las secciones no es lógico que una misma pieza tenga varios espesores distintos, de manera que entre los espesores calculados se seleccionará el mayor para diseñar la pieza.

Esto implica que para las zonas en las que se ha calculado un espesor menor, el coeficiente de seguridad aumentará.

3.6.2. Brazo

El brazo es un elemento formado por planchas de acero, que conforman una estructura capaz de sostener la carga junto con la pluma y los cilindros hidráulicos. El movimiento de este elemento va a estar definido por el Cilindro 2, encargado de elegir el ángulo de inclinación.

Este elemento está formado por dos chapas de apoyo, una de ellas está ubicada en uno de los extremos, mientras que la otra se encuentra soldada en la zona central del brazo. Además, está unido mediante un pasador al balancín. La estructura del brazo se muestra en la *Figura 28*.

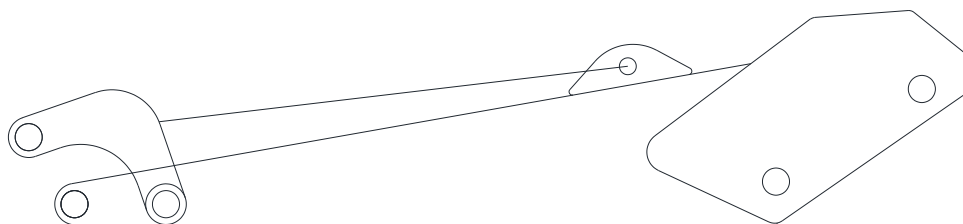


Figura 28. Diseño del Brazo.

El proceso de cálculo que se sigue para dimensionar los componentes del brazo es muy similar al de la pluma.

3.6.2.1. Pasadores

Siguiendo la estructura de cálculo utilizada para la pluma primero se definen los diámetros de los pasadores implicados.

Entre los pasadores implicados se destaca el número 6, pasador que conecta el brazo con el Cilindro 2, responsable del movimiento de este elemento y el número 8 ubicado en una de las placas de apoyo. Este último pasador permite la articulación del Cilindro 3, encargado del giro del cucharón.

Todos pasadores que participan en el diseño del brazo se muestran en la *Figura 29*.

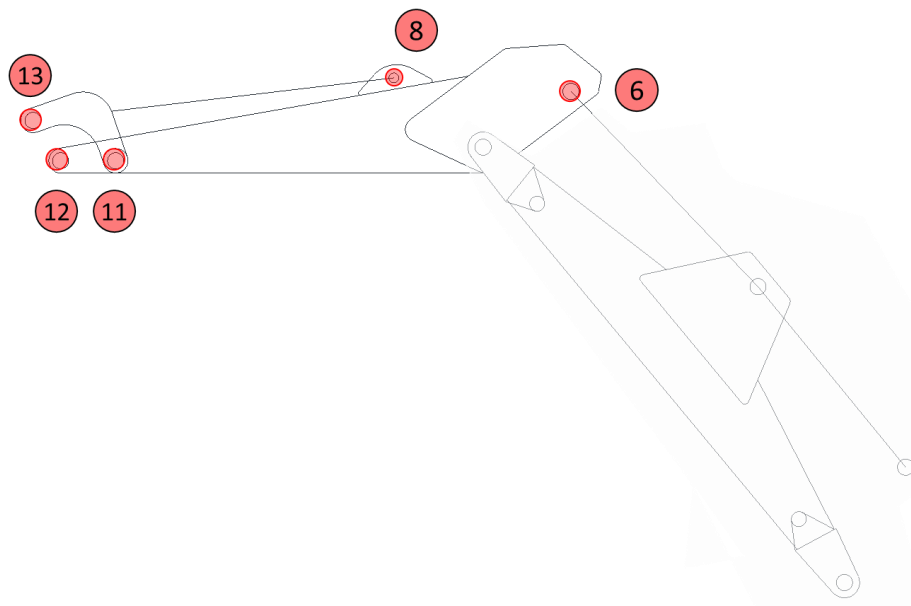


Figura 29. Pasadores Brazo.

El primer dato necesario para el dimensionamiento de los diámetros de los pasadores es la fuerza resultante para cada pasador en cada una de las posiciones de cálculo seleccionadas. Esta fuerza es la encargada de definir área de los pasadores.

En la *Tabla 26* se muestran las fuerzas de reacción en los pasadores para todas las posiciones.

Pasador	Fuerzas resultantes pasadores								
	Resultantes [N]								
	Cilindro 1 - A					Cilindro 1 - B			
Pasador 6	85492	115051	116383	126131	115526	104971	190105	190082	190082
Pasador 8	93126	127240	127252	127266	127251	45038	85644	85817	85847
Pasador 11	31230	42405	42465	42331	42526	7722	14113	14066	14147
Pasador 12	109848	150582	150322	148456	150377	59188	110338	110970	111105
Pasador 14	83158	113610	113610	113680	113520	46638	88315	88486	88524

Pasador	Fuerzas resultantes pasadores							
	Resultantes [N]							
	Cilindro 2 - A				Cilindro 2 - B			
Pasador 6	190052	114802	129486	190236	190088	114746	129276	190088
Pasador 8	103877	127261	127240	127159	127159	127260	126978	127159
Pasador 11	34621	42416	42408	42379	42378	42414	42316	42378
Pasador 12	117538	150545	150535	150039	150053	150565	150213	150053
Pasador 14	92750	113630	113610	113540	113540	113630	113380	113540

Pasador	Fuerzas resultantes pasadores			
	Resultantes [N]			
	Cilindro3			
Pasador 6	109160	170440	99177	12085
Pasador 8	86879	75114	127242	127239
Pasador 11	35208	12378	44877	84032
Pasador 12	57806	95157	146885	89736
Pasador 14	56828	77456	111050	72486

Tabla 26. Fuerzas Resultantes. Pasadores 6, 8, 11, 12 y 14.

Una vez obtenidas las fuerzas resultantes en los pasadores para todas las posiciones, se selecciona entre todas la de más valor. Esta reacción máxima supone la situación más desfavorable en la que va a trabajar cada pasador.

Pasador	Resultante máxima [N]	Posición
Pasador 6	190236	Cilindro 2 - A - Max
Pasador 8	127266	Cilindro 1 - A - 3
Pasador 11	84032	Cilindro 3 - Max.
Pasador 12	150582	Cilindro 1 - A - 1
Pasador 14	113680	Cilindro 1 - A - 3

Tabla 27. Resultantes Máximas. Pasadores 6, 8, 11, 12 y 14.

Una vez obtenidas las fuerzas resultantes más desfavorables se ha de seleccionar el material del que se van a componer los pasadores, además de seleccionar el coeficiente de seguridad. Ambos datos se van a tomar idénticos a los utilizados para el dimensionamiento de los pasadores pertenecientes a la pluma. Se recuerda que el material utilizado es un acero S500JR con una sigma de fluencia de 500MPa, y el coeficiente de seguridad elegido es de 2'5.

Primeramente, se definen los diámetros de los pasadores sometidos a dos planos de cortadura y posteriormente se define el del pasador 13, el único pasador que comunica 3 barras y por tanto está sometido a 4 planos de cortadura.

Pasador	Planos cortadura	Área pasador [mm ²]	Diámetro Pasador [mm]	Diámetro nominal [mm]
Pasador 6	2	951,2	34,80	35
Pasador 8	2	636,3	28,46	29
Pasador 11	2	420,2	23,13	24
Pasador 12	2	752,9	30,96	31
Pasador 14	2	568,4	26,90	27

Tabla 28. Diámetros. Pasadores 6, 8, 11, 12 y 14.

La mayoría de los diámetro calculados rondan los 30 mm , como se puede observar en la *Tabla 28*. Estos valores algo menores que los obtenidos para la pluma, debido que las reaccionares estos son también menores.

Por último se calcula el diámetro del pasador 13 , el único pasador del brazo que está sometido a 4 planos de cortadura. La dimensionas del mismo de muestran en la *Tabla 29*.

Pasador	Resultante máxima [N]	Posición
Pasador 13	127266	Cilindro 1 - A- 3

Pasador	Planos cortadura	Área pasador [mm ²]	Diámetro Pasado [mm]	Diámetro nominal [mm]
Pasador 13	4	318,2	20,13	21

Tabla 29. Diámetro. Pasador 13.

3.6.2.2. Chapa de apoyo Lateral

La chapa lateral que da soporte al brazo es la de mayor tamaño en todo el brazo mecánico. A esta chapa la afectan dos pasadores, ya que permite la unión entre 3 componentes: el brazo, el Cilindro 2 y la pluma.

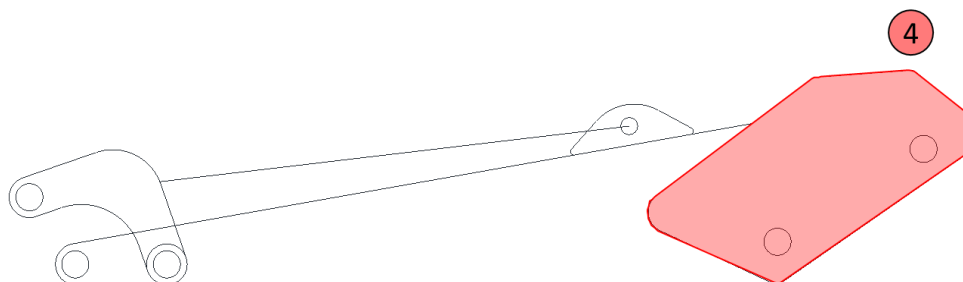


Figura 30. Chapa de apoyo 4.

La conexión con el Cilindro 2, encargado del movimiento del brazo, es la de mayor importancia, ya que es el punto en el cual el Cilindro 2 va a aplicar la fuerza necesaria para hacer girar el brazo hasta la posición requerida. Este hecho hace que se utilice la reacción en el pasador 6 para su diseño.

El diseño del perfil de esta chapa lateral se ha tomado directamente de la retroexcavadora sobre la que se han obtenido los datos base, por la que se va a calcular el espesor y anchura necesario para hacer frente a los esfuerzos más desfavorables.

1. Espesor

Como se ha comentado se va a partir del pasador 6 para el diseño de la chapa, los datos que se van a utilizar son: la fuerza de reacción en el pasador y su diámetro. La chapa se va a diseñar bajo la hipótesis de aplastamiento utilizando la ecuación:

$$\sigma_{Aplat.} = \frac{F_{pasador}/2}{d_{pasador} \cdot e} = \frac{\sigma_{F,chapa}}{C_{s,F}}$$

El material utilizado y el coeficiente de seguridad van a ser los mismo que los utilizados para el dimensionamiento de la pluma y las chapas de apoyo de la pluma.

Tal y como se ha procedido con las chapas laterales, una vez definido el espesor, se realiza la comprobación mencionada en el código técnico para estructuras articuladas.

Chapa	Resultante [N]	Posición	Diámetro [mm]
Chapa 4	190236	Cilindro 2 - A - Max.	35

Chapa	Espesor [mm]	Espesor Nominal [mm]	Comprobación $d_0 < 2,5 t$
Chapa 4	22,65	23,00	OK

Tabla 30. Espesor. Chapa de apoyo 4.

2. Altura

Una vez definido el espesor pasa a calcularse la altura de la sección necesaria para soportar las tensiones que afectan a la barra que da soporte la chapa. Como se ha podido comprobar en el cálculo de las chapas que dan soporte a la pluma, el criterio más restrictivo para la realización de

este cálculo es el de cortante máximo. Por tanto se selecciona de entre todas las posiciones de cálculo aquella en la que el cortante que afecta a la barra 4 es mayor. Este caso se muestra en la *Tabla 31*.

Dimensiones				
Chapa	Longitud Max [mm]	Diámetro [mm]	Espesor [mm]	Espesor 2 Chapas [mm]
Chapa 4	460	35	23	46

Esfuerzos					
Chapa	Criterio	Posición	Axil [N]	Cortante [N]	Momento [Nmm]
Chapa 4	Cortante Max.	Cilindro 1 - B - 1	-5,62E+04	1,82E+05	8,35E+07

Tabla 31. Esfuerzos máximo Chapa 4.

Una vez definida la posición en la que aparece el cortante máximo, se utilizan las siguientes ecuaciones para obtener las tensiones de tracción máxima y obtener la altura.

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} \leq \frac{\sigma_{F,Chapa}}{C_{S,F}}$$

$$A = b \cdot e$$

$$W_z = \frac{e \cdot b^2}{6}$$

La altura obtenida permite soportar los esfuerzos de sollicitación en la posición más desfavorable.

Chapa	Altura [mm]
Chapa 4	274

Tabla 32. Altura. Chapa de apoyo 4.

3.6.2.3. Chapa de apoyo central

Esta chapa es la que da soporte al Cilindro 3, el encargado de controlar el giro del cazo. La chapa posibilita el giro de este cilindro respecto al brazo, de la misma manera se dimensionará esta chapa teniendo en cuenta los esfuerzos más desfavorables que actúan sobre ella.

1. Espesor

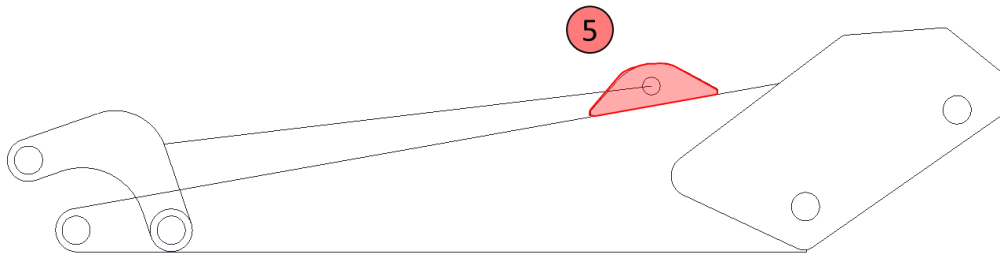


Figura 31. Chapa de apoyo 5.

Para el diseño de esta chapa, al contrario que la chapa lateral, también se calculan los parámetros mencionados en el código técnico debido a que la forma de esta chapa sí que se corresponde con la mostrada en el documento técnico.

Los cálculos realizados se muestran en la *Tabla 33*. El coeficiente de seguridad y el material continúan siendo los mismo que para el resto de las chapas.

Chapa	Resultante [N]	Posición	Diámetro [mm]
Chapa 5	127266	Cilindro 1 - A - 3	29

Chapa	Espesor [mm]	Espesor Nominal [mm]	Comprobación $d_0 < 2,5 t$
Chapa 5	18,29	19,00	OK

Tabla 33. Espesor. Chapa de apoyo 5.

El valor del espesor en esta chapa es el más bajo de todos, debido a que únicamente recibe solicitaciones del Cilindro 3, el que menos trabajo útil es capaz de realizar.

2. Altura

Una vez seleccionada la posición más desfavorable y calculado el diámetro del pasador se pasa a dimensionar la anchura, de nuevo se seguirá el procedimiento utilizado para el cálculo de la altura de las chapas.

Se deben conocer todos los esfuerzos que actúan sobre la barra a la que da soporte la chapa para poder lograr su dimensionamiento.

Dimensiones				
Chapa	Longitud Max [mm]	Diámetro [mm]	Espesor [mm]	Espesor 2 Chapas [mm]
Chapa 5	90	29	19	38

Esfuerzos					
Chapa	Criterio	Posición	Axil [N]	Cortante [N]	Momento [Nmm]
Chapa 5	Cortante Max.	Cilindro 3 – Max.	-2,19E+03	-1,27E+05	-1,14E+07

Chapa	Altura [mm]
Chapa 5	110

Tabla 34. Altura. Chapa de apoyo 5.

3. Resultado

Las dimensiones finales de esta chapa son las siguientes:

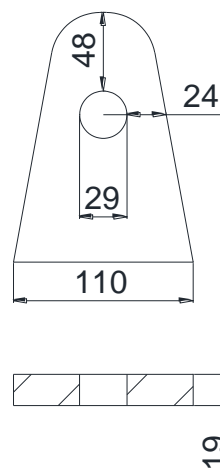


Figura 32. Diseño Chapa de apoyo 5.

3.6.2.4. Balancín

El balancín es el elemento que conecta la unión entre el Cilindro 3 y el cazo a la pluma, posee forma de "boomerang" y está articulado en ambos extremos.

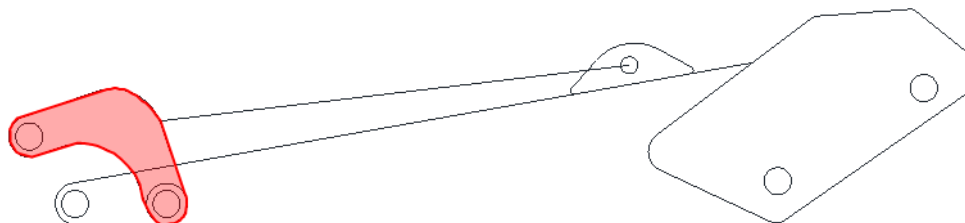


Figura 33. Balancín.

La forma del balancín va a tomarse idéntica a la del diseño tomado como base. Por ello únicamente va a calcularse el espesor bajo la hipótesis de aplastamiento, el diseño correcto de la pieza se asegurará posteriormente, mediante la comprobación realizada a través de la herramienta de elementos finitos de SolidWorks.

Para realizar el dimensionamiento del espesor se ha tomado la fuerza resultante de cada uno de los pasadores a los que va unidos al balancín, con estas fuerzas resultantes se calcula la pieza bajo la hipótesis de aplastamiento.

Pasador	Resultante en pasador [N]	Posición	Diámetro [mm]
Pasador 11	84032	Cilindro 3 - Max.	24
Pasador 13	127266	Cilindro 1 - A - 3	21

Tabla 35. Reacciones en pasadores 11 y 13.

Utilizando el mismo material que para el resto de piezas y el mismo coeficiente de seguridad los resultados que se obtienen son:

Pasador	Espesor [mm]	Espesor Nominal [mm]	Comprobación $d_0 < 2,5 t$
Pasador 11	14,59	15,00	OK
Pasador 13	25,25	26,00	OK

Tabla 36. Espesor Balancín.

A continuación, se muestran las dimensiones finales de esta pieza.

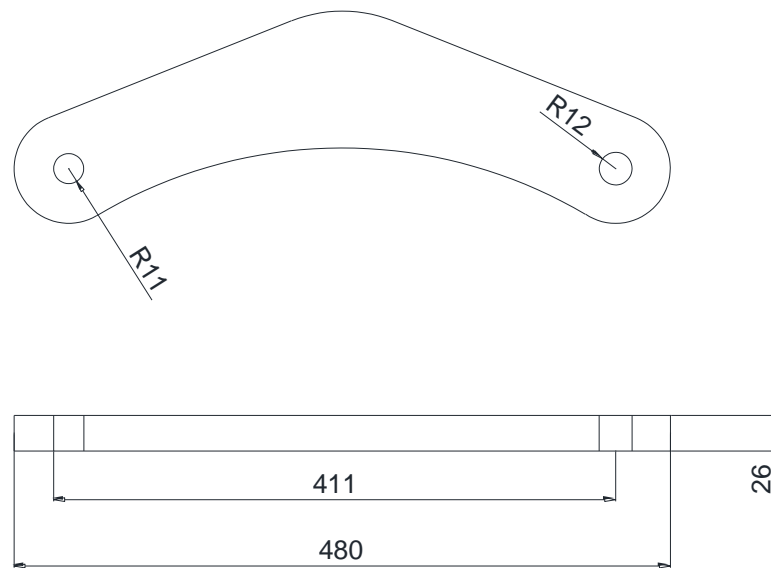


Figura 34. Dimensiones finales balancín.

3.6.2.5. Cuerpo principal

Una vez que se han dimensionado todos los elementos que van a ir unidos al brazo, se pasa a calcular la sección del cuerpo principal del brazo. Este proceso es idéntico al utilizado para calcular el área de la sección de la pluma.

Para el diseño del cuerpo principal del brazo únicamente se van a calcular las tensiones en una sección, *Figura 35*. La altura de la sección se va a tomar igual a la anchura de la chapa lateral que se ha calculado previamente, la anchura se va a tomar igual a 230 mm, la misma que para la pluma.

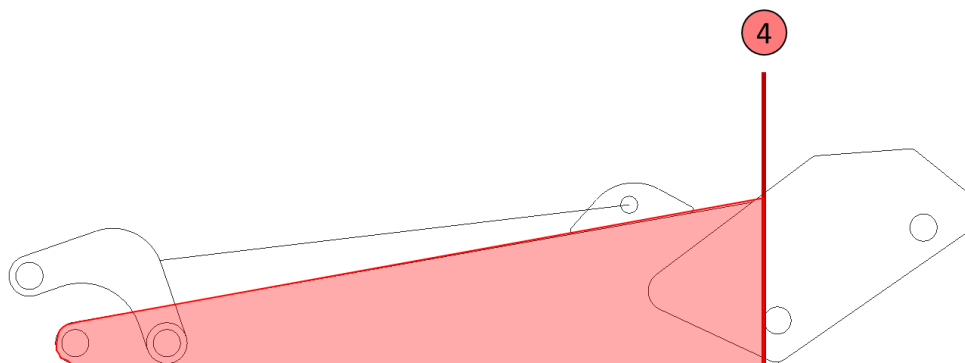


Figura 35. Sección Brazo.

La posición que genera unos esfuerzos cortantes máximos en cada barra se expone en la *Tabla 37*.

Barra	Cortante Máximo [N]	Posición
Barra 4	1,82E+05	Cilindro 1 - B - 1

Tabla 37. Cortante máximo. Sección Brazo.

El material seleccionado y el coeficiente de seguridad van a ser los mismos que los utilizados para el dimensionamiento de las chapas. Los parámetros con los que se va a proceder al cálculo son los siguientes:

Cálculo Parámetros	
Datos	
Coeficiente Seguridad	2
Limite elástico	300 MPa
Altura Perfil 3	274 mm
Anchura	230 mm

Tabla 38. Dato cálculo sección brazo.

Barra	Posición	Axil [N]	Cortante [N]	Distancia [mm]	Momento [Nmm]
Sección 4	Cilindro 1 - B - 1.	-5,62E+04	1,82E+05	460	8,35E+07

Cálculos						
Sección	Espesor [mm]	Altura Interior [mm]	Anchura Interior [mm]	Momento Inercia [mm4]	Momento resistente [mm3]	Área [mm2]
Sección 4	7	261	217	71935096	525787	6323

Tabla 39. Espesor Brazo.

El espesor que se obtiene en este componente, redondeado el mero entero mayor, es idéntico al de la pluma,

3.7. Comprobación elementos finitos

Esta parte del documento se dedica a verificar algunos de los resultados calculados previamente, con el fin de asegurar que el proceso seguido hasta este momento es correcto. Para llevar a cabo este proceso de comprobación se utiliza el software informático SolidWorks. Este programa permite modelar piezas y conjuntos, extraer planos técnicos, y además posee una herramienta de cálculo que utiliza el método de elementos finitos para la resolución de estudios estáticos y dinámicos.

El método de elementos finito (MEF) aplicado a la resolución de situaciones mecánicas es un método numérico para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales, con la intención de obtener unos resultados los más próximos a la realidad posible sin tener que materializar el modelo y someterlo físicamente a las condiciones reales de trabajo.

Este método discretiza el modelo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de elementos llamados nodos. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo, representado por el modelo completo, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones. Las ecuaciones diferenciales que rigen el comportamiento se resuelven para los nodos, mientras que para el resto de los puntos se interpola la solución.

Para poder llevar a cabo la comprobación han de modelizarse los cada uno de los componentes del software, a continuación, ensamblarlos y realizar el estudio con las condiciones seleccionadas.

El proceso para llevar a cabo esta operación se expone en el ANEXO V.

3.7.1. Pluma

La realización del análisis estático de la pluma para las dos posiciones de estudio presenta los siguientes resultados: las tensiones de Von Mises a lo largo de toda la superficie de cálculo y los coeficientes de seguridad para el criterio de tensión de cortadura máxima (Tresca).

A continuación, se muestran los resultados para cada una de las posiciones mencionadas:

1) Posición Cilindro 2 – B – Min.

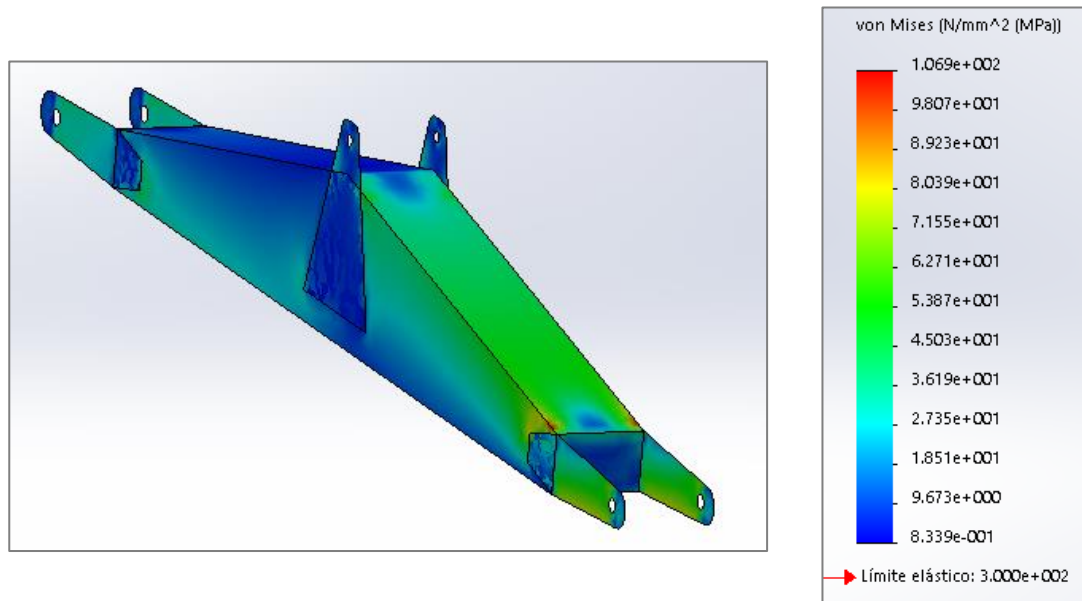


Figura 36. Von Mises. Posición Cilindro 2 – B – Min.

Como se puede observar en la *Figura 36* en la cual se calcula la tensión de Von Mises para toda la superficie estudiada, en ningún momento se supera el límite elástico del material.

Existe una zona, alrededor de la unión entre la chapa de apoyo y el cuerpo de la pluma, en la que la tensión soportada es superior al resto. Esta puede aparecer ya que esta unión es un punto de concentración de tensiones, debido al ángulo recto que aparece en la parte final del cuerpo de la pluma.

A continuación, se utiliza la herramienta "Vista de sección de trazado Iso" para ver realmente en que punto aparecen estas zonas de concentración de tensiones.

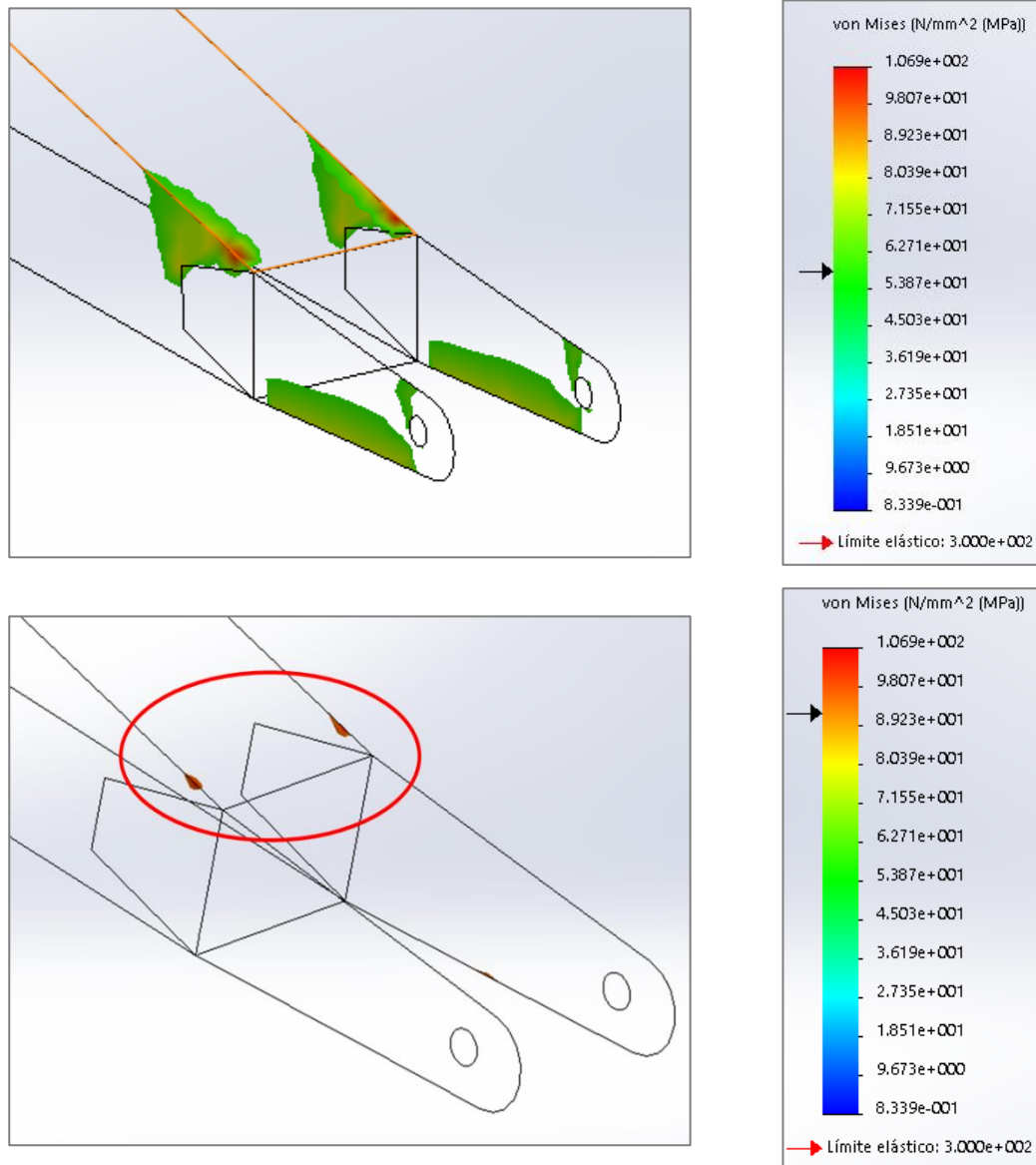


Figura 37. Vista de sección de Trazado Iso. Pluma

Estas tensiones también aparecen en la parte inferior de la chapa de apoyo lateral, sin embargo, su valor no llega a superar los 90 MPa, por lo que se sigue manteniendo el margen de seguridad de 2, con el que se había calculado previamente.

El programa de método de elementos finitos que incorpora SolidWorks permite también mostrar como resultado el coeficiente de seguridad según un criterio seleccionado a lo largo de todas las superficies. Utilizando el criterio de tensión de cortadura máxima de Tresca se va a verificar el coeficiente de seguridad seleccionado para el dimensionamiento de los componentes.

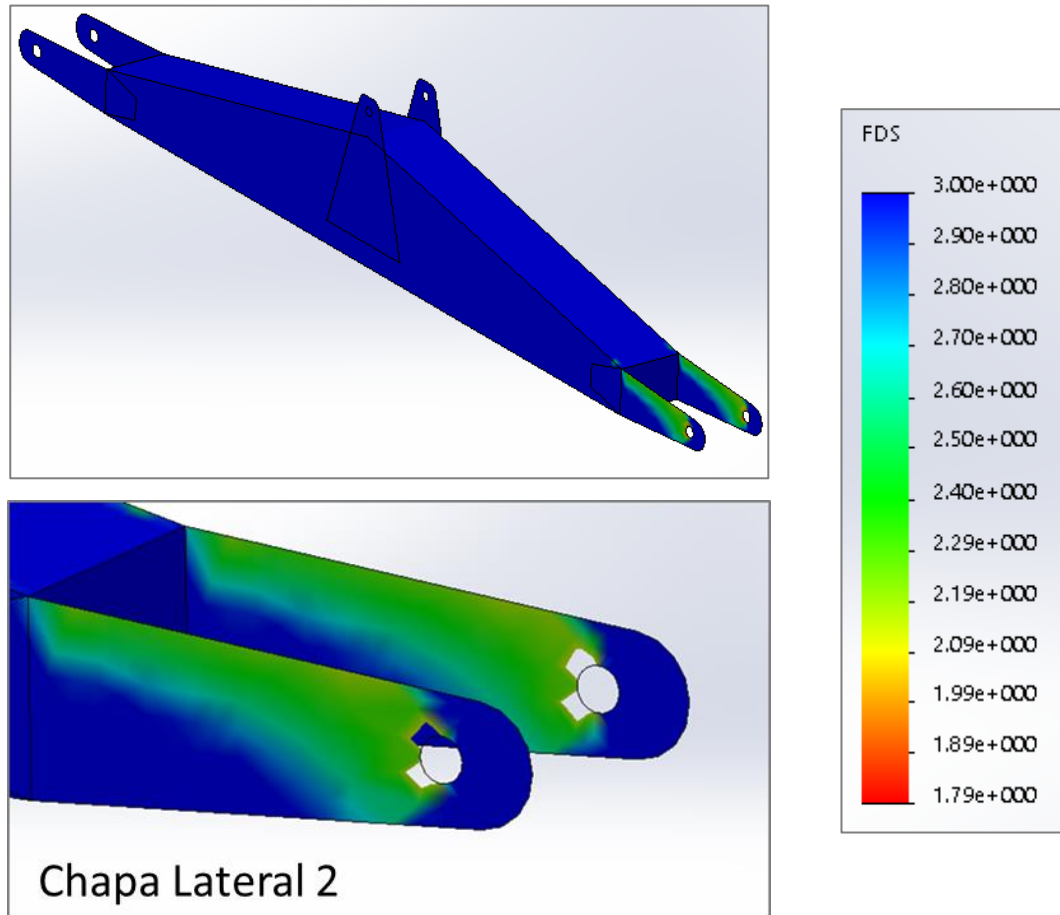


Figura 38. Factor de Seguridad. Posición Cilindro 2 – B – Min.

La gran parte de la pieza posee un factor de seguridad por encima de 3. La parte de la pieza en la que el coeficiente de seguridad es más bajo corresponde con la chapa lateral 2.

Únicamente existe una pequeña zona en la que el coeficiente de seguridad está por debajo de 2, se encuentra adyacente al punto de aplicación de la carga. La concentración de tensiones en este punto debe de despreciarse, debido a que en el modelo las cargas se han aplicado directamente sobre la arista del orificio que representa al pasador.

Para terminar de verificar que la pieza se ha dimensionado correctamente se va a volver a aplicar el método de elementos finitos, esta vez en la posición utilizada para el cálculo del espesor de la chapa central. Se ha seleccionado esta posición debido a que las fuerzas en esta chapa son las más desfavorables, generando la chapa de mayor espesor de la pluma.

2) Cilindro 3 – Min.

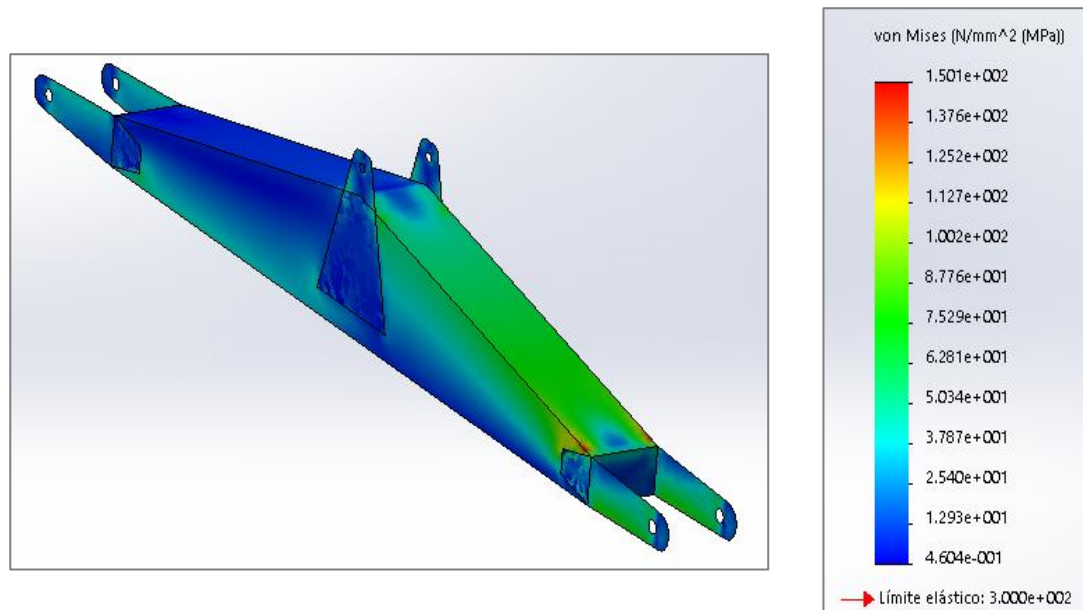
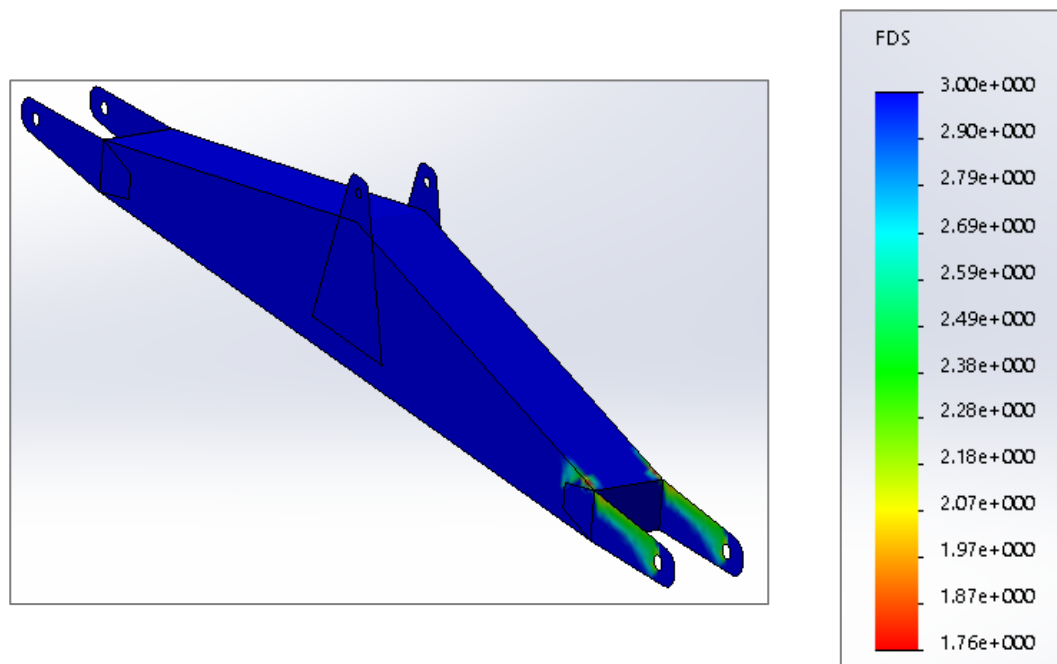


Figura 39- Von Mises. Posición Cilindro 3 - Min.

La distribución que se observa para esta posición es muy similar a la anterior. Vuelve a aparecer una zona de concentración de tensiones en la zona de unión entre la chapa lateral y la pluma, esta vez más elevada, aunque sigue estando muy por debajo del límite elástico.

Se vuelve a realizar la comprobación calculando el factor de seguridad bajo el criterio de tensión cortante máxima de Tresca:



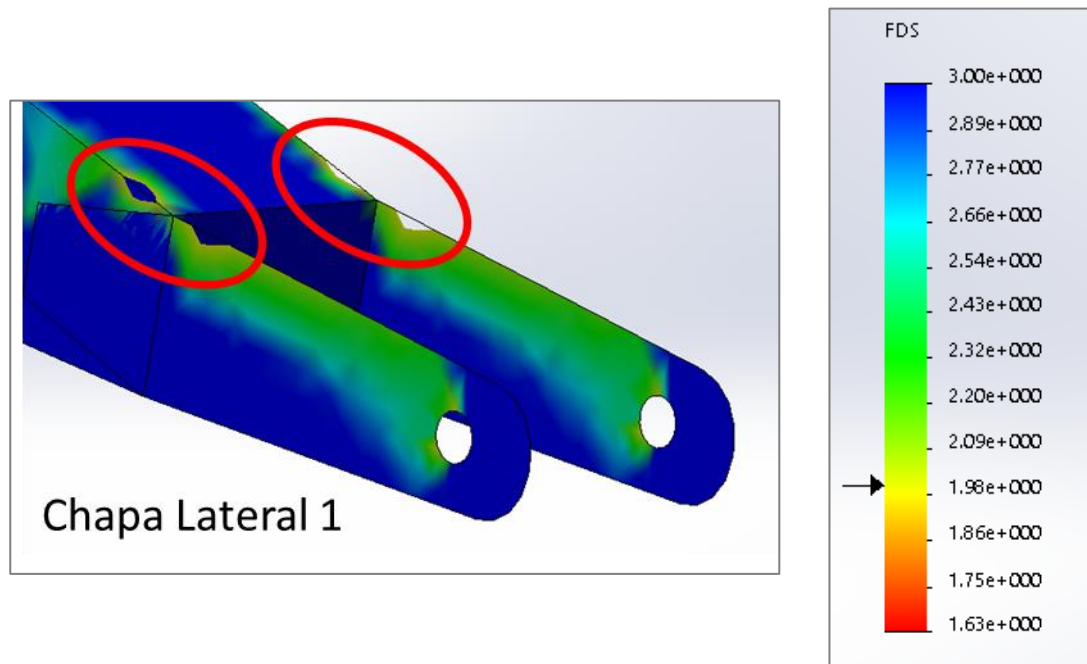


Figura 40. Factor de Seguridad. Posición Cilindro 2 – B – Min.

En la *Figura 40* se puede observar que la gran parte de la pieza tiene un coeficiente de seguridad igual o superior a 3, a excepción de algunas zonas próximas a la chapa lateral 1.

En la segunda imagen que aparece en la *Figura 40* aparecen representadas en color todas las zonas que tienen un coeficiente de seguridad igual o superior a 2, aquellas zonas que no aparecen coloreadas tienen como mínimo un factor de seguridad de 1'6. Este hecho hace que no se cumpla el requisito establecido para el coeficiente de seguridad.

Para tratar de solucionarlo se va a aumentar la altura de la chapa y de la sección de la pluma unida a ella hasta 200 mm. Esto provoca un aumento del área, y por tanto la disminución de las tensiones en el punto de unión. Aunque sigue apareciendo estas tensiones, ahora tiene un coeficiente de seguridad mínimo de 1'9, *Figura 41*.

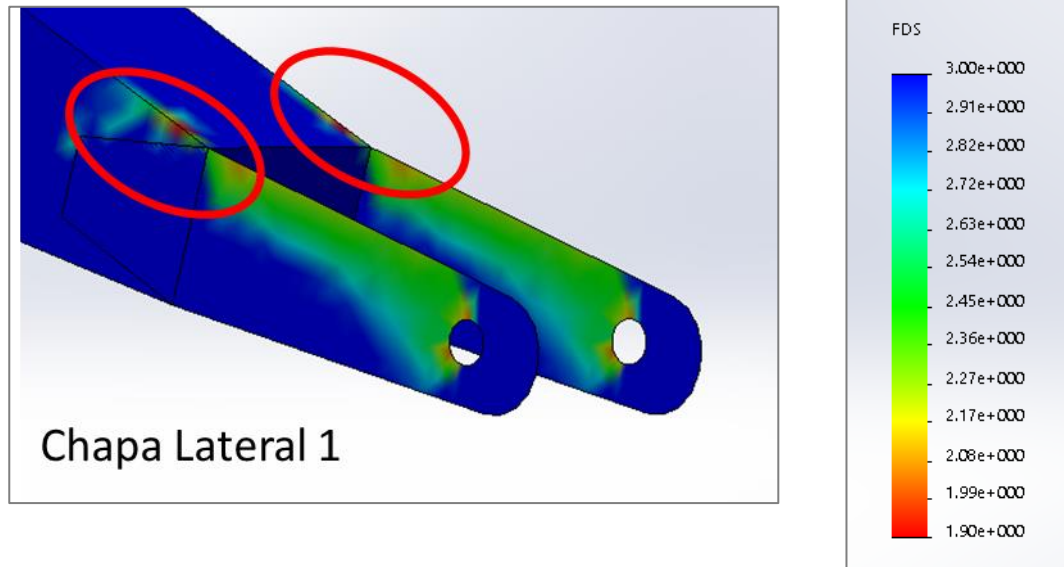


Figura 41. Recálculo altura sección 1.

3.7.2. Brazo

Tras la realización del análisis estático en el brazo para las dos posiciones de estudio, se extraen los siguientes resultados: las tensiones de Von Mises a lo largo de toda la superficie de cálculo y los coeficientes de seguridad para el criterio de tensión de cortadura máxima (Tresca).

A continuación, se muestran los resultados para cada una de las posiciones mencionadas:

1) Posición Cilindro 1 – B – 1.

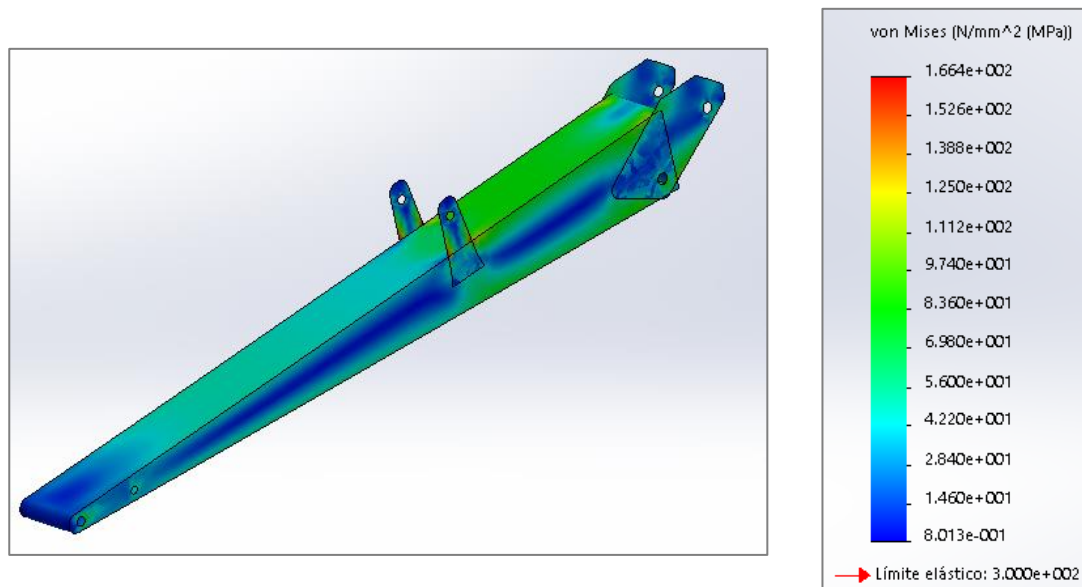


Figura 42. Von Mises. Posición Cilindro 1 – B – 1.

La Figura 42 muestra el trazado de tensiones de Von Mises donde se aprecia que en ningún punto se supera el límite elástico. Vuelve a aparecer una zona de concentración de tensiones en la unión entre la chapa central y el cuerpo principal donde las tensiones rondan los 160 MPa, no

suponen un problema ya que la tensión en esta área sigue estando muy por debajo del límite elástico.

El punto donde aparecen estas tensiones es el que se ha utilizado para dimensionar la anchura de la chapa central.

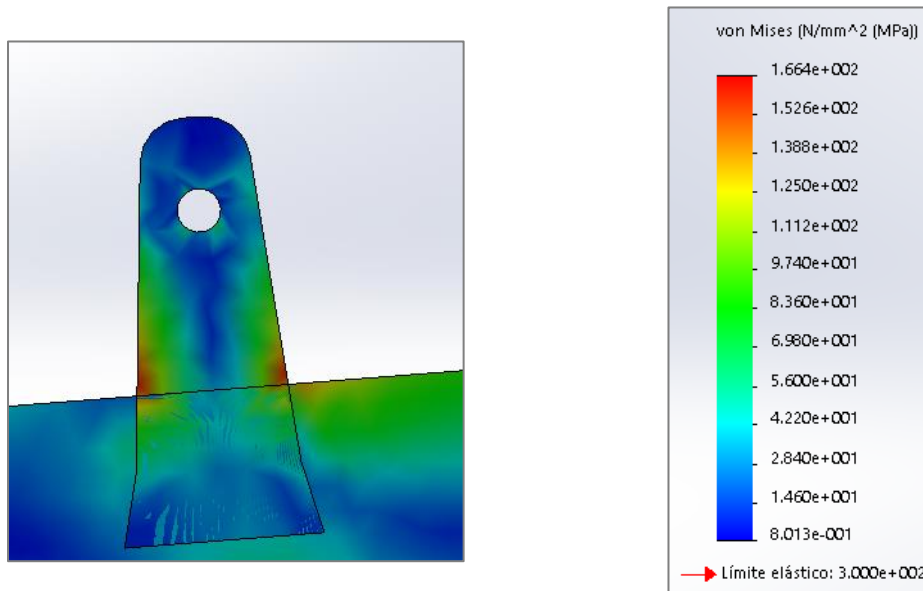


Figura 43. Vista de sección de Trazado Iso. Brazo.

2) Posición Cilindro 2 – A – Max.

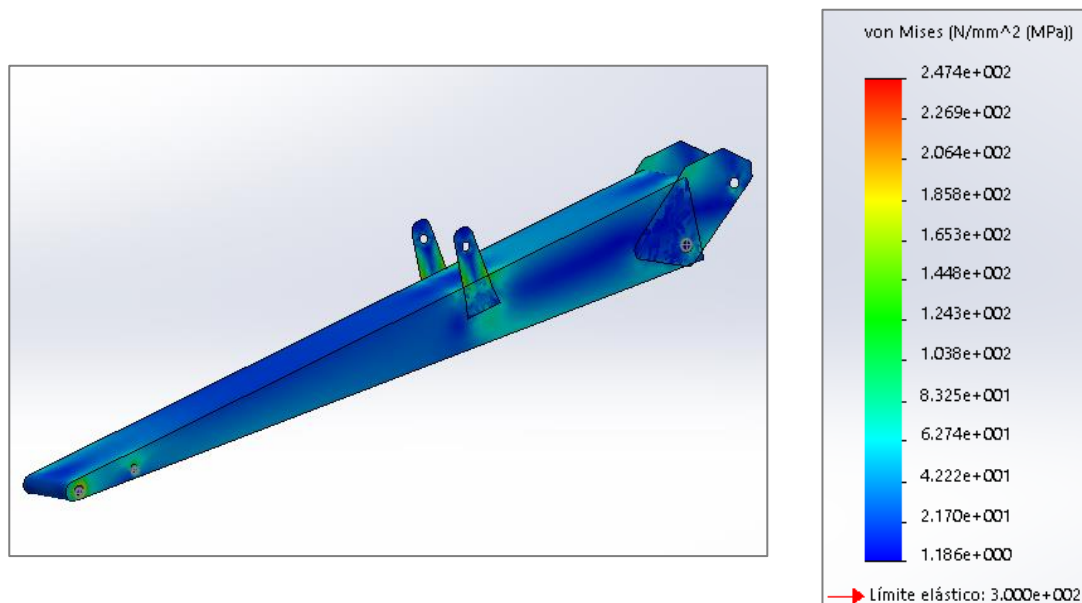


Figura 44. Von Mises. Posición Cilindro 2 – A – Max. Brazo

El estudio realizado para esta posición muestra los valores más elevados de tensión de Von Mises en la unión del brazo con el cazo, *Figura 44*, realmente esto puede deberse a que las fuerza se

han aplicado sobre la arista de la pieza. Las fuerzas reales no van a ir aplicadas de esta manera, sino que se repartirán a lo largo del espesor, por tanto, la concentración de tensiones en el agujero para el pasador no se debe tener en cuenta.

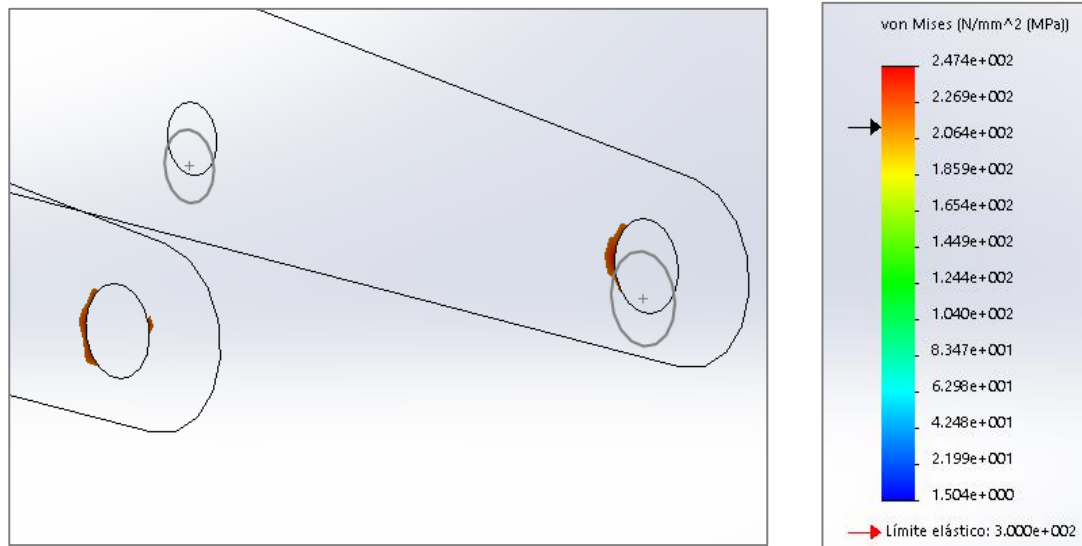
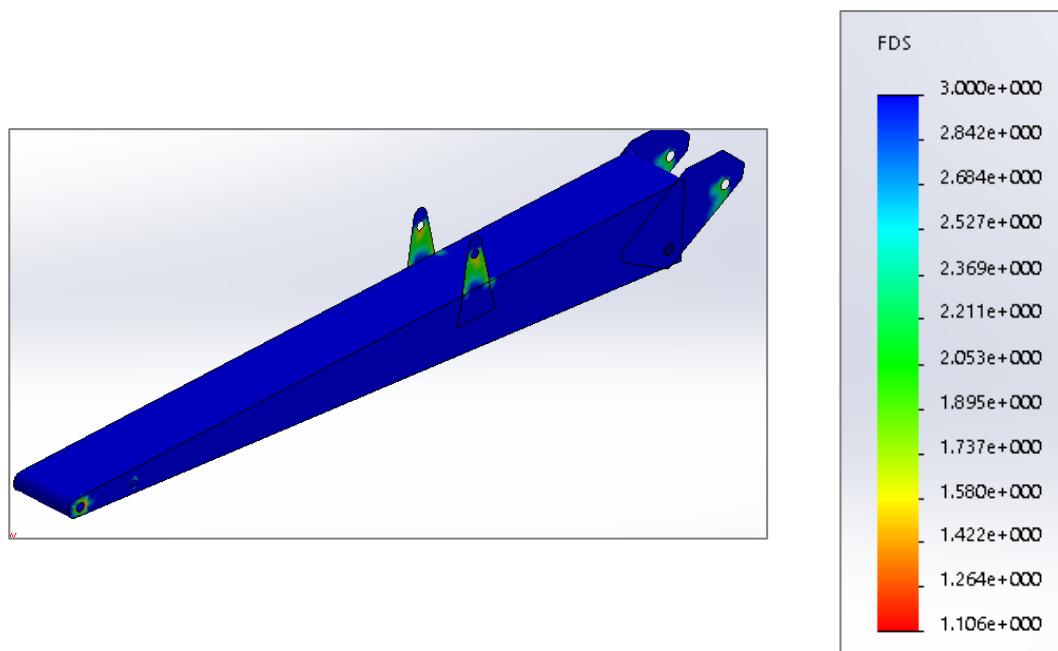


Figura 45. Vista de sección de Trazado Iso. Brazo.

En esta posición también se va a realizar el trazado de factor de seguridad a lo largo de toda la superficie de la pieza.



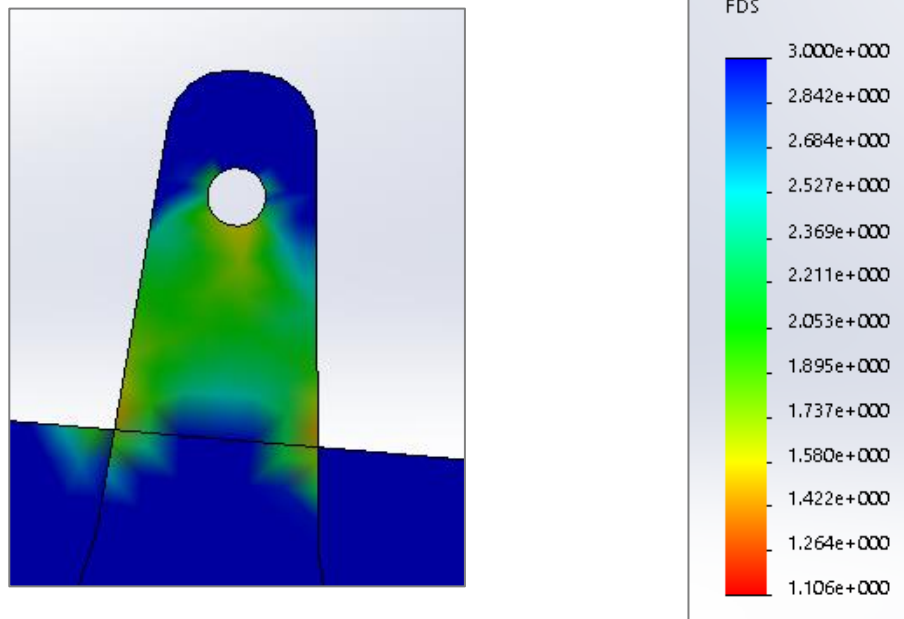


Figura 46. Trazado de factor de seguridad. Chapa central Brazo.

El trazado de factor de seguridad muestra que en la chapa central del brazo el factor de seguridad está en a 2 en torno, el factor que se había utilizado para el diseño. Sin embargo, la zona de unión entre la chapa presenta un coeficiente de seguridad algo más bajo.

Para las dos situaciones estudiadas aparecen concentraciones en la zona de la unión por lo que se redimensionará la chapa central. Mediante este dimensionamiento se aumentará el área de la chapa central en el punto de unión con el brazo, se ha aumentado el espesor de la chapa de 19 mm hasta 22 mm y la anchura hasta 130 mm.

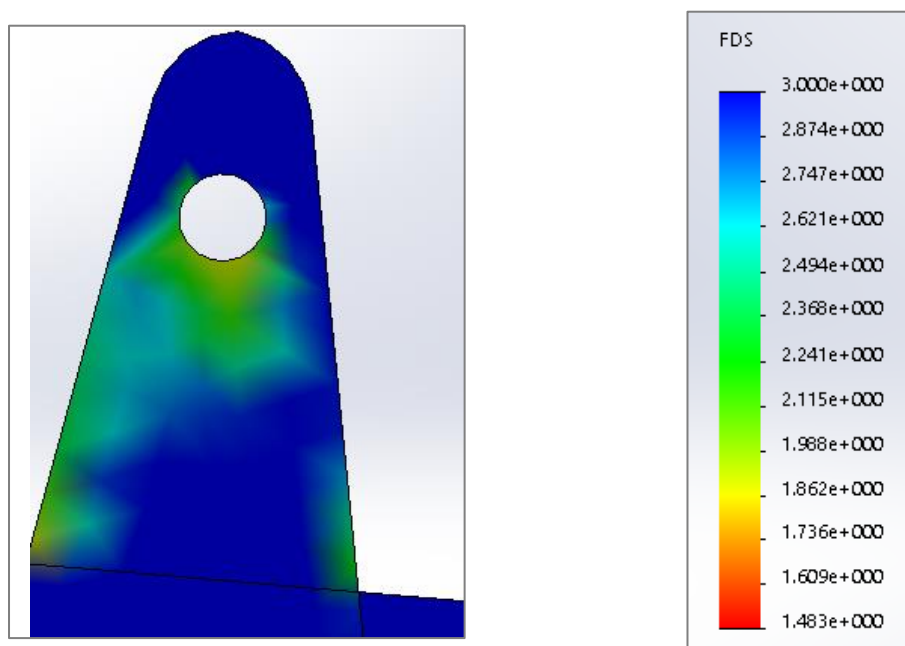


Figura 47. Chapa central Brazo. Redimensionada.

La *Figura 47* muestra el trazado del factor de seguridad. para la segunda posición de cálculo, de esta manera se ve que el coeficiente de seguridad en la chapa se encuentra en torno a 2, es decir, cumple con el diseño.

Los valores más bajos del coeficiente de seguridad, mostrados en la leyenda de la *Figura 47*, continúan apareciendo en la unión entre el brazo y la pluma. Como se ha comentado en varias ocasiones la aplicación de las cargas en las aristas no representa la realidad, por lo que las zonas cercanas a las aristas no deben tenerse en cuenta.

3.7.3. Balancín

El último caso que se ha analizado es el del balancín, al ser una única pieza el modelado y ensamblaje carecen de dificultad por lo que únicamente se muestra el resultado del estudio.

Como se ha visto en la fase de dimensionamiento el balancín está sometido únicamente a tensiones de tracción por lo que únicamente se van a aplicar cargas axiales. El objetivo de este análisis estático es comprobar que la pieza soporta estas fuerzas sin superar el límite elástico y que por lo tanto cumple con su función dentro del sistema.

Las fuerzas aplicadas a la pieza corresponden a la posición más desfavorable, Cilindro 3 – Max. A continuación, se muestran los resultados tensionales del estudio:

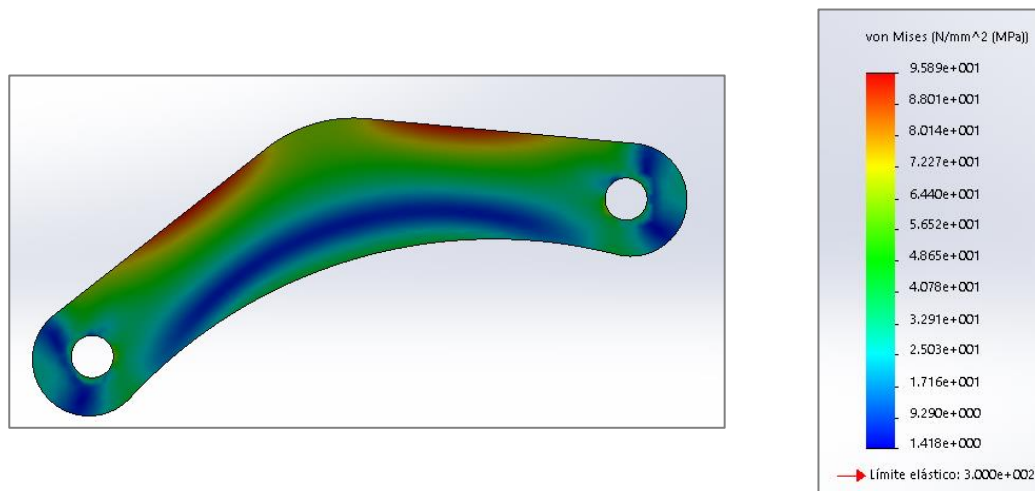


Figura 48. Von Mises. Posición Cilindro 3 - Max.

Se puede observar que en la cara externa es la zona donde aparecen las tensiones más elevadas, estas se encuentran en torno a 95 MPa, no llegan a superar el límite elástico. A continuación, se van a mostrar los resultados relativos al factor de seguridad.

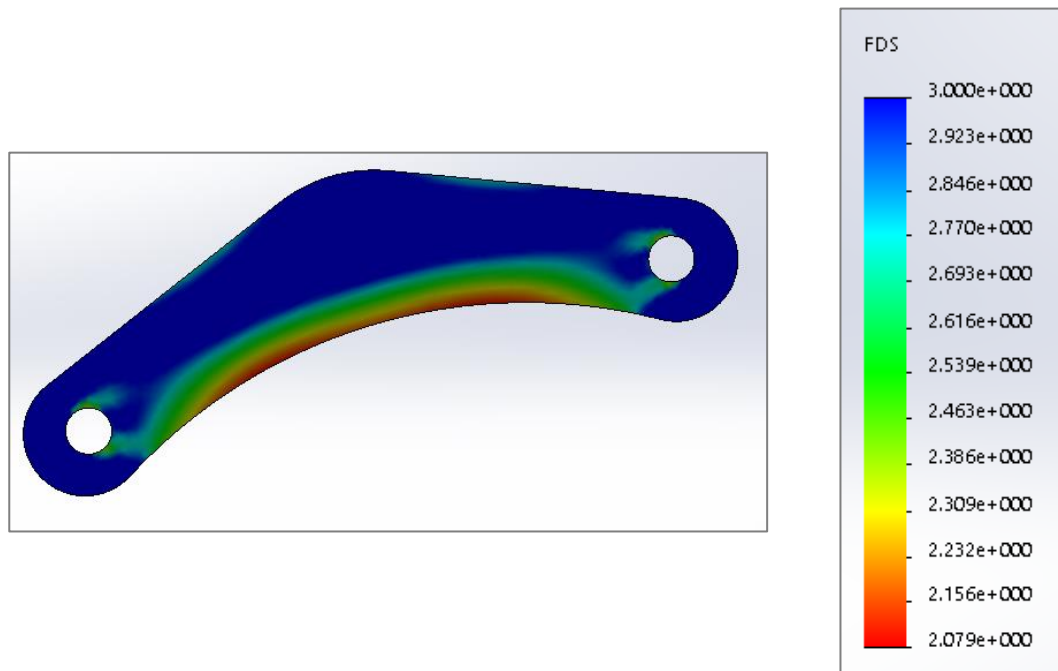


Figura 49. Factor de Seguridad. Balancín.

El factor de seguridad a lo largo de la pieza es en su mayoría superior a 3, sin embargo, existen zonas en las que no es tan elevado. El valor mínimo que aparece corresponde con el factor de seguridad para el que se ha calculado la pieza, valor igual a 2. Por lo tanto se puede considerar que el diseño elegido para esta pieza es el correcto y cumplirá con las exigencias..

4. Conclusión

Después de evaluar todo el proceso de dimensionamiento de la retroexcavadora se extraen las siguientes conclusiones:

- La utilización del software *AutoCAD* ha facilitado en gran medida la comprensión de los movimientos de la pala, permitiendo representar los movimientos del brazo y sus alcances.
- La elección del cilindro limitante es uno de los puntos más importante dentro del proceso de cálculo. Esta elección ha definido por completo la fuerza de excavación en cada posición y por tanto la distribución de esfuerzos en cada una de las posiciones.
- La elección de las posiciones para realizar el dimensionamiento de cada componente es crucial. Buscar la situación más desfavorable en la que va a trabajar cada componente es necesario si se quiere realizar el dimensionamiento de forma correcta.
- Las tablas EXCEL permiten reducir el tiempo de realización de cálculos manuales. Debido a que el número de posiciones de estudio es elevado y existen multitud de datos referidos a fuerzas, las funciones de EXCEL han permitido ordenar y organizar toda esta información.
- La herramienta de elementos finitos que incorpora SolidWorks es una herramienta muy potente capaz de resolver problemas de gran complejidad. Aunque para el caso estudiado no se ha requerido de todo el potencial de la herramienta, ha sido realmente útil para obtener de manera gráfica resultados tensionales. Ha permitido verificar que la Fase III de dimensionamiento de componentes se ha llevado a cabo con éxito.

5. Bibliografía

Libros, documentos y Webs utilizadas:

- 1) ABAD, J. [2015]. Apuntes de la asignatura "Sistemas mecánicos en máquinas y vehículos". Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.
- 2) ABAD, J. CANALÍS, P. Y MALÓN, H. [2014]. Apuntes de la asignatura "Criterios de diseño de máquinas". Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza
- 3) Hermenegildo Rodríguez Galbarro - Web "Ingeniería mecánica"
<https://ingemecanica.com/index.html>
- 4) Código Técnico de la Edificación 2019 - SE-A 8.5.4 Pasadores.
- 5) C. Romero, G. Calle. "Diseño de Elementos de Máquinas", 2005.
- 6) R. Calero, "Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros" - McGraw Hill.
- 7) Ortíz Berrocal, Luis. Resistencia de materiales / Luis Ortíz Berrocal . - 3ª ed. Madrid [etc.] : McGraw-Hill/Interamericana, D. L. 2010.
- 8) "Ciencia de Materiales: selección y diseño", P. L. Mangonon. Ed. Pearson Educación, (2001)
- 9) Catálogo Retroexcavadoras "CASE Construction Equipment 2017"
<https://www.casece.com/latam/esla/productos/retroexcavadoras/retroexcavadoras/modelos/580n>
- 10) Catálogo Retroexcavadoras 2015 "CATERPILLAR Inc."
https://www.cat.com/es_ES/products/new/equipment/backhoe-loaders.html
- 11) Catálogo Retroexcavadoras 2016 "NEW HOLLAND"
<https://construction.newholland.com/lar/es/equipment/backhoe-loaders/>
- 12) Catálogo Cilindro Hidráulicos "GLUAL HYDRAULICS" serie KZ – KP Julio 2008
https://www.glual.com/pdf/catalogos/catalogo_KZ_KP_K.pdf
- 13) Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena
"Manual de uso MEFI" – 2018
- 14) Web de ayuda de SolidWorks
http://help.solidworks.com/2018/spanish/SolidWorks/sldworks/c_introduction_toplevel_topic.htm

Softwares informáticos utilizados:

- 15) Microsoft PowerPoint – edición de imágenes utilizadas en el documento.

- 16) Método de Elementos Finitos en Ingeniería (MEFI) – realización del cálculo que obtiene las fuerzas resultantes en los cilindros hidráulicos y los diagramas de esfuerzos para una fuerza de excavación real.
- 17) SolidWorks – Modelización de la pluma y cálculo mediante el método de elementos finitos.
- 18) Microsoft Excel – Realización de la gran mayoría de los cálculos, clasificación y tratamiento de datos obtenidos directamente de MEFI.